

普通高等教育机械类应用型人才及卓越工程师培养规划教材

# 液压与气压传动

刘仕平 姚林晓 主 编

電子工業出版社

Publishing House of Electronics Industry

北京 · BEIJING

## 内 容 简 介

本书是根据教育部机电类专业本科教育人才培养目标和培养方案及课程教学大纲要求编写的。全书共分 12 章,第 1 章绪论主要介绍流体传动,包括液压传动、气压传动和液力传动的工作原理、特点和应用场合,第 2 章介绍液压流体力学基础,第 3 章~6 章介绍液压系统中常用液压元件的结构、工作原理、性能等,第 7、8 章介绍液压基本回路和典型液压系统的组成、功能、特点及应用情况,第 9 章介绍液压系统的设计计算方法及液压系统 CAD,第 10 章介绍气压传动的基本知识、气压传动元件、气压传动基本回路和气压传动系统,第 11 章和第 12 章介绍液力传动的力学基础,液力耦合器和液力变矩器的工作原理、特性、功用及其选用等。

本书在编写的过程中,力求贯彻少而精和理论联系实际的原则,紧密结合流体传动最新成果,重点介绍流体传动在机床、工程机械、橡塑机械等不同行业设备的应用实例。

本书元件的图形符号、回路和系统原理图采用了最新的 2009 液压与气动元件图形符号标准。

本书适用于普通工科院校机械类、自动化类各专业学生,也适用于各类成人高校、自学考试等有关机械类、自动化类各专业的学生,也可以供从事流体传动与控制的工程技术人员参考。

未经许可,不得以任何方式复制或抄袭本书之部分或全部内容  
版权所有,侵权必究

## 图书在版编目(CIP)数据

液压与气压传动 / 刘仕平, 姚林晓主编. —北京: 电子工业出版社, 2015.6

普通高等教育机械类应用型人才及卓越工程师培养规划教材

ISBN 978-7-121-26097-1

I. ①液… II. ①刘… ②姚… III. ①液压传动—高等学校—教材 ②气压传动—高等学校—教材  
IV. ①TH137 ②TH138

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2015)第 103813 号

策划编辑: 郭穗娟 特约编辑: 孙志明

责任编辑: 郭穗娟

印 刷:

装 订:

出版发行: 电子工业出版社

北京市海淀区万寿路 173 信箱 邮编 100036

开 本: 787×1 092 1/16 印张: 17.5 字数: 445 千字

版 次: 2015 年 6 月第 1 版

印 次: 2015 年 6 月第 1 次印刷

定 价: 45.00 元

凡所购买电子工业出版社图书有缺损问题, 请向购买书店调换。若书店售缺, 请与本社发行部联系, 联系及邮购电话: (010)88254888。

质量投诉请发邮件至 [zltz@phei.com.cn](mailto:zltz@phei.com.cn), 盗版侵权举报请发邮件至 [dbqq@phei.com.cn](mailto:dbqq@phei.com.cn)。

服务热线: (010)88258888。

《普通高等教育机械类应用型人才及卓越工程师培养规划教材》

专 家 编 审 委 员 会

主 任 委 员 黄传真

副主任委员 许崇海 张德勤 魏绍亮 朱林森

委 员（排名不分先后）

李养良 高 荣 刘良文 郭宏亮 刘 军

史岩彬 张玉伟 王 毅 杨玉璋 赵润平

张建国 张 静 张永清 包春江 于文强

李西兵 刘元朋 褚 忠 庄宿涛 惠鸿忠

康宝来 宫建红 宁淑荣 许树勤 马言召

沈洪雷 陈 原 安虎平 赵建琴 高 进

王国星 张铁军 马明亮 张丽丽 楚晓华

魏列江 关跃奇 沈 浩 鲁 杰 胡启国

陈树海 王宗彦 刘占军 李长河 杨建军

刘琨明 刘仕平 姚林晓

# 前 言

液压与气压传动是机电类专业开设的一门重要的技术基础课程,该部分知识在机电类专业的知识结构中占有举足轻重的位置,本教材内容涉及液压传动、气压传动和液力传动三部分,概括了全部流体传动的内容,并以液压传动为主。

本教材是根据教育部机电类专业本科教育人才培养目标、培养方案及课程教学大纲要求编写的。全书共分 12 章,第 1 章绪论主要介绍流体传动,包括液压传动、气压传动和液力传动的工作原理、特点和应用场合,第 2 章介绍液压流体力学基础,第 3 章~第 6 章介绍液压元件的结构、工作原理、性能等,第 7、8 章介绍液压基本回路和典型液压系统的组成、功能、特点及应用情况,第 9 章介绍液压系统的设计计算方法及液压系统 CAD,第 10 章介绍气压传动的基本知识、气压传动元件、气压传动基本回路和气压传动系统,第 11 章和第 12 章介绍液力传动的力学基础,液力耦合器和液力变矩器的工作原理、特性、功用及其选用等。

在本书编写过程中,根据 21 世纪高等教育的发展现状和人才培养目标,对传统的基础理论介绍时,贯彻少而精和理论联系实际的原则,引用了机械行业多方面的实例,不仅有机床、工程机械、起重运输机械、橡塑机械和钢铁生产机械等行业的应用实例;作为工程机械特色,还增加了液力传动部分。在进行结构分析、系统分析时,尽量反映国内、外最新成就和发展趋势,同时加入了新的技术成果,如计算机辅助设计等。在元件选择上,引入新型液压阀内容,包括代表液压发展方向的电液伺服阀、电液比例阀等。考虑到对工程技术应用方面人才的培养,文中对纯理论分析结合了更多的实例,并适当淡化,加强了学生创新能力的培养。本书元件的图形符号、回路和系统原理图采用了最新的 2009 年液压与气动元件图形符号标准。

为便于读者学习,每章正文前面附有“教学要求”,后面附有“本章小结”,并在每章最后附有“思考与练习”以巩固所学内容。每章有引例并配有生动活泼的图片,使每章知识更生动、形象,增加了可读性。本书的另一个特色,是用框图的形式把繁杂的内容加以概括,使读者思路更加清晰、更加有条理,细心的读者将这个特点利用好,会有更多的收获。

本书适用于普通工科院校机械类、自动化类各专业的学生。不仅可以作为机电类专业本科教材,也可以作为行业培训教材,还可以作为从事流体传动与控制工程技术人员设计、维护参考用书。

参加本书编写人员:华北水利水电大学刘仕平、姚林晓、许兰贵、郑淑娟、贾建涛、马子领,青岛工学院王淑芳和周君君,辽宁石油化工大学王静波,河南经济贸易高级技工学校侯守峰。

本书由刘仕平和姚林晓担任主编。第 1 章、第 7 章、第 8 章由姚林晓编写,第 2 章由贾建涛编写,第 3 章、第 10 章由马子领编写,第 4 章、第 6 章由郑淑娟编写,第 5 章由侯守峰编写,第 9 章由王静波编写,第 11 章、第 12 章由许兰贵编写。刘仕平教授对全书进行统稿,青岛工学院王淑芳和周君君也参加了部分整理工作。

由于编者水平有限,书中不免存在疏漏和欠妥之处,敬请广大读者批评指正。

编 者

2015 年 3 月



# 目 录

第 1 章 绪论 .....	1	2.4.3 液体流动中的局部损失 .....	21
1.1 流体传动系统的基本原理 .....	2	2.4.4 管路系统中的总压力损失和 压力效率 .....	22
1.1.1 液压与气压传动系统基本原理 .....	2	2.5 液体在小孔和缝隙中的流动 .....	23
1.1.2 液压与气压传动系统的组成 .....	4	2.5.1 液体在小孔中的流动 .....	23
1.1.3 液压传动职能符号 .....	4	2.5.2 液体在缝隙中的流动 .....	24
1.1.4 液力传动基本原理 .....	5	2.6 液压卡紧问题 .....	27
1.2 流体传动优缺点 .....	6	2.6.1 液压卡紧的概念 .....	27
1.2.1 流体传动优点 .....	6	2.6.2 液压卡紧现象的原因分析 .....	27
1.2.2 流体传动缺点 .....	6	2.6.3 解决液压卡进现象的措施 .....	28
1.3 流体传动应用与发展 .....	7	2.7 液压冲击 .....	28
1.3.1 液压与气压传动应用与发展 .....	7	2.7.1 阀门突然关闭引起液压冲击的 物理过程 .....	29
1.3.2 液力传动的应用与发展 .....	8	2.7.2 液压冲击压力的计算 .....	29
1.4 本书内容安排 .....	8	2.7.3 减轻液压冲击的措施 .....	30
本章小结 .....	9	2.8 空穴与气蚀现象 .....	30
思考与练习 .....	9	2.8.1 空气分离压 .....	30
第 2 章 液压流体力学 .....	10	2.8.2 饱和蒸汽压 .....	30
2.1 液体的主要物理性质 .....	10	2.8.3 空穴现象 .....	30
2.1.1 密度 .....	10	2.8.4 气蚀现象 .....	31
2.1.2 压缩性和膨胀性 .....	10	本章小结 .....	31
2.1.3 黏性 .....	11	思考与练习 .....	32
2.2 静止液体力学的基本规律 .....	12	第 3 章 液压泵和液压马达 .....	34
2.2.1 液体所受的作用力 .....	12	3.1 概述 .....	35
2.2.2 静止液体微分方程的推导 .....	13	3.1.1 工作原理 .....	35
2.2.3 静止液体微分方程的应用 .....	14	3.1.2 液压泵、液压马达的分类 .....	35
2.2.4 压力的表示方法 .....	15	3.1.3 液压泵和液压马达基本参数 .....	36
2.3 流动液体力学的基本规律 .....	16	3.2 齿轮泵 .....	39
2.3.1 经典流体力学研究方法介绍 .....	16	3.2.1 工作原理 .....	39
2.3.2 流动液体力学的基本概念 .....	17	3.2.2 流量计算和流量脉动 .....	40
2.3.3 流动液体的连续性方程 .....	18	3.2.3 外啮合齿轮泵的结构特点和 优缺点 .....	41
2.3.4 理想液体流动的微分方程 .....	18	3.2.4 齿轮液压马达 .....	43
2.3.5 伯努利方程 .....	19	3.3 叶片泵 .....	44
2.3.6 动量方程 .....	19	3.3.1 单作用叶片泵工作原理 .....	44
2.4 液体在流动中的能量损失 .....	20		
2.4.1 流态试验和雷诺数 .....	20		
2.4.2 液体流动中的沿程损失 .....	21		

3.3.2	双作用叶片泵	45	5.3.2	减压阀	93
3.3.3	叶片马达	47	5.3.3	顺序阀	95
3.4	轴向柱塞泵	48	5.3.4	平衡阀及起重机专用平衡阀	97
3.4.1	轴向柱塞泵工作原理	48	5.3.5	压力继电器	100
3.4.2	斜盘式轴向柱塞泵典型结构	49	5.4	流量控制阀	100
3.4.3	总功率变量泵	55	5.4.1	节流阀和单向节流阀	100
3.5	内曲线低速大扭矩马达	56	5.4.2	调速阀	102
3.5.1	结构组成	56	5.4.3	分流集流阀	104
3.5.2	工作原理	57	5.4.4	单路稳流阀	106
本章小结		57	5.5	工程机械常用液压阀	108
思考与练习		58	5.5.1	多路换向阀	108
第4章	液压缸	59	5.5.2	减压阀式先导控制阀	110
4.1	液压缸的分类和工作原理	59	5.6	新型液压阀介绍	111
4.1.1	液压缸分类	59	5.6.1	电液伺服阀	111
4.1.2	液压缸工作原理	61	5.6.2	电液比例阀	113
4.2	液压缸典型结构	64	5.6.3	电液数字阀	114
4.2.1	液压缸结构组成	64	5.6.4	插装阀和叠加阀	115
4.2.2	液压缸的主要零件及装置	65	本章小结		120
4.3	液压缸的设计和计算	69	思考与练习		121
4.3.1	液压缸设计中应注意的问题	69	第6章	液压油和液压系统辅助元件	124
4.3.2	液压缸主要尺寸确定	70	6.1	液压油	125
4.3.3	液压缸强度校核	70	6.1.1	液压系统对液压油的 基本要求	125
4.3.4	液压缸稳定性校核	71	6.1.2	液压油的特性	125
4.3.5	缓冲计算	72	6.1.3	液压油的选择和使用	126
4.3.6	拉杆计算	73	6.1.4	液压油液的污染及其控制	128
本章小结		74	6.2	蓄能器	129
思考与练习		74	6.2.1	蓄能器的作用和分类	129
第5章	液压控制阀	76	6.2.2	蓄能器容量计算	130
5.1	概述	76	6.2.3	蓄能器的使用和安装	132
5.1.1	液压控制阀按功用分类	77	6.3	滤油器	132
5.1.2	液压控制阀按控制方式分类	77	6.3.1	滤油器的分类	132
5.1.3	液压控制阀按控制信号 形式分类	77	6.3.2	滤油器的选用和安装	134
5.1.4	液压控制阀按结构形式分类	77	6.4	油箱和热交换器	135
5.1.5	液压控制阀按连接方式分类	78	6.4.1	油箱	135
5.2	方向控制阀	78	6.4.2	热交换器	137
5.2.1	单向阀	78	6.5	密封件	139
5.2.2	换向阀	80	6.5.1	密封基本知识	139
5.3	压力控制阀	89	6.5.2	密封件	140
5.3.1	溢流阀	89	6.6	管件	142

6.6.1 油管	142
6.6.2 管接头	143
本章小结	144
思考与练习	144
<b>第 7 章 液压基本回路</b>	146
7.1 压力控制回路	148
7.1.1 调压回路	148
7.1.2 减压回路	150
7.1.3 增压回路	151
7.1.4 卸荷回路	151
7.1.5 保压回路	153
7.1.6 缓冲补油回路	154
7.2 速度控制回路	156
7.2.1 调速回路	156
7.2.2 平衡回路	161
7.2.3 增速回路	163
7.2.4 快慢速换接回路	164
7.3 方向控制回路	165
7.3.1 换向回路	165
7.3.2 浮动回路	166
7.3.3 锁紧回路	167
7.4 多执行元件控制回路	167
7.4.1 顺序动作回路	167
7.4.2 同步回路	169
7.4.3 多缸快慢速互不干扰回路	170
本章小结	171
思考与练习	171
<b>第 8 章 典型液压系统</b>	174
8.1 组合机床动力滑台液压系统	175
8.1.1 YT4543 型动力滑台液压	
系统的性能要求	175
8.1.2 YT4543 型动力滑台液压	
系统的工作原理	175
8.1.3 YT4543 型动力滑台液压	
系统的特点	177
8.2 液压机液压系统	178
8.2.1 YB32-200 型液压机液压	
系统的性能要求	178
8.2.2 YB32-200 型液压机液压	
系统的工作原理	178

8.2.3 YB32-200 型液压机液压	
系统的特点	181
8.3 汽车起重机液压系统	181
8.3.1 Q2-8 型汽车起重机液压	
系统的性能要求	181
8.3.2 Q2-8 型汽车起重机液压	
系统的工作原理	182
8.3.3 Q2-8 型汽车起重机液压	
系统的特点	184
8.4 塑料注射成形机电液比例	
控制系统	184
8.4.1 塑料注射成形机液压系统的	
性能要求	185
8.4.2 塑料注射成形机液压系统的	
工作原理	186
8.4.3 塑料注射成形机液压系统的	
特点	188
8.5 挖掘机液压系统	188
8.5.1 挖掘机液压系统的性能要求	188
8.5.2 挖掘机液压系统的工作原理	189
8.5.3 YW-60 型挖掘机液压系统的	
特点	192
8.6 带钢张力电液伺服控制系统	192
8.6.1 带钢张力电液伺服液压	
系统的性能要求	193
8.6.2 带钢张力电液伺服液压	
系统的工作原理	193
8.6.3 带钢张力电液伺服液压	
系统的特点	193
本章小结	194
思考与练习	194
<b>第 9 章 液压传动系统的设计计算</b>	195
9.1 液压系统设计的内容与要求	196
9.1.1 设计的内容和技术要求	196
9.1.2 液压系统的设计步骤	197
9.1.3 液压系统组成元件选型设计	202
9.1.4 液压系统的性能验算	207
9.1.5 液压装置的结构设计	210
9.2 液压系统 CAD 简介	212
9.2.1 液压系统 CAD 运行环境	212

9.2.2 液压系统 CAD 的主要功能模块 .....	213	11.2.5 液力变矩器的相似原理 .....	251
9.2.3 液压系统 CAD 应用介绍 .....	214	本章小结 .....	252
本章小结 .....	217	思考与练习 .....	252
思考与练习 .....	217	<b>第 12 章 液力变矩器</b> .....	253
<b>第 10 章 气压传动</b> .....	218	12.1 液力耦合器 .....	253
10.1 气压传动概述 .....	219	12.1.1 液力耦合器的结构 .....	253
10.1.1 气压传动的特点 .....	219	12.1.2 液力耦合器的工作原理 .....	254
10.1.2 气压传动系统的组成 .....	219	12.2 液力变矩器 .....	255
10.2 气动元件 .....	220	12.2.1 液力变矩器的结构 .....	255
10.2.1 气源装置 .....	220	12.2.2 液力变矩器的工作原理 .....	255
10.2.2 辅助元件 .....	223	12.2.3 液力变矩器的基本特性 .....	256
10.2.3 执行元件 .....	224	12.3 液力变矩器的选择及其与发动机的匹配 .....	260
10.2.4 控制元件 .....	226	12.3.1 发动机与液力变矩器共同工作性能 .....	260
10.2.5 逻辑元件 .....	232	12.3.2 发动机和变矩器的联合输出特性 .....	261
10.3 气动基本回路 .....	234	12.4 液力变矩器与发动机匹配的计算机辅助设计 .....	262
10.3.1 方向控制回路 .....	234	12.4.1 液力变矩器与发动机匹配的基本方法 .....	262
10.3.2 压力控制回路 .....	235	12.4.2 液力变矩器与发动机匹配性能的评价参数 .....	264
10.3.3 速度控制回路 .....	236	12.5 液力变矩器的尺寸选择 .....	265
10.3.4 其他回路 .....	237	12.5.1 不透穿液力变矩器 $D$ 的确定 .....	265
10.4 气动系统实例 .....	240	12.5.2 透穿性液力变矩器有效直径 $D$ 的确定 .....	266
10.4.1 气液动力滑台气动系统 .....	240	12.5.3 综合式液力变矩器有效直径 $D$ 的确定 .....	267
10.4.2 射芯机气动系统 .....	241	本章小结 .....	268
本章小结 .....	243	思考与练习 .....	268
思考与练习 .....	243	<b>参考文献</b> .....	269
<b>第 11 章 液力流体力学基础</b> .....	244		
11.1 概述 .....	244		
11.2 液力传动的基本理论 .....	246		
11.2.1 相对运动伯努利方程式 .....	246		
11.2.2 液流在工作轮中的流动和速度三角形 .....	247		
11.2.3 工作轮的力矩方程 .....	248		
11.2.4 欧拉方程式 .....	250		

# 第 1 章 绪 论



## 教学要求

通过本章的学习，了解本教材的基本内容。掌握流体传动基本概念、液压传动、气压传动及液力传动的基本原理，以液压传动为例掌握其一般表示形式，了解流体传动特点、发展和应用场合。

## 引 例

一辆汽车重量少说也有 1000kg，人类能举起的重量在奥运会纪录显示还不到 300kg，例图 1-1 中一个年轻的姑娘居然想挑战将一辆汽车搬动，是异想天开吗？不是，事实上是有可能的。例图 1-1 中的姑娘之所以能将汽车搬动用到了人类智慧的产物——液压千斤顶。液压千斤顶（见例图 1-2 所示）用来顶起重物，是最简单的液压传动设备；由手柄、油缸等组成。工作过程：往复扳动手柄，不断向油缸内压油，随着油缸内油压的不断增高，使活塞及活塞上面的重物一起向上运动，顶起重物；如需回到原位，可打开回油阀（截止阀），油缸内的高压油流回储油腔，重物与活塞一起下落。



例图 1-1 使用液压千斤顶搬动汽车



例图 1-2 液压千斤顶

在日常生活和生产中，我们接触过很多机器。机器的组成各不相同，但是都会有动力装置、传动装置、控制或操纵装置和工作执行装置四部分，动力装置的性能往往不能满足工作执行装置各种工况的要求，这个矛盾由传动装置解决。所谓的传动指能量（动力）由动力装置向工作执行装置传递。实际应用的传动方式有流体传动、机械传动和电力传动。流体传动应用场合广泛，在工程实践中占有非常重要的位置。

自然界中流体分为液体和气体。流体传动是以流体为工作介质进行传动的能量转换装置，依据传动时中间传递介质和工作原理不同，流体传动分为液压传动、液力传动和气压传动。液压和液力传动同样是以液体为传动介质，但是二者工作原理不同，组成不同，元件及零部件的结构形式、工作特性也都不一样；液压传动依据的基本原理是帕斯卡原理，

按照压力等值传递进行传动，而液力传动利用液体动能进行传动；气压传动介质是气体，工作原理同液压传动一样是基于帕斯卡原理。

# 1.1 流体传动系统的基本原理

这里分别阐述液压与气压传动系统基本原理和液力传动基本原理。

## 1.1.1 液压与气压传动系统基本原理

首先以液压千斤顶为例，介绍基于帕斯卡原理的液压和气压传动系统的工作原理。液压千斤顶的液压系统组成如图 1-1 所示，主要部件的一大一小两个油缸之间用管子连接，油缸活塞下面是密封可变容积。密封可变容积内充满了不可压缩的液压油，多余的液压油储存在油箱里。这里的密封指进行原理分析时不计泄漏，不可压缩是指液压油的压缩量忽略不计。

可变容积指的是随着活塞上下移动，活塞下容积发生相应变化。图 1-1 中，当压下手柄，小油缸 1 的活塞下移，其下腔的油液被挤压使单向阀 4 打开并进入大油缸 7，推动大油缸的活塞向上顶起重物；当提起手柄，小活塞向上运动使其下腔容积增大形成局部真空，油箱里的油液在大气压作用下通过单向阀 2，被压入该真空区域，当小油缸重新充满油继续压下手柄，重物再次被顶起；循环往复就可以把重物升到需要的位置。大油缸 7 的活塞如需回到原来位置，可以打开截止阀 6，其下腔油液经过截止阀 6 顺着油管流回油箱，大油缸 7 活塞回到初始位置。

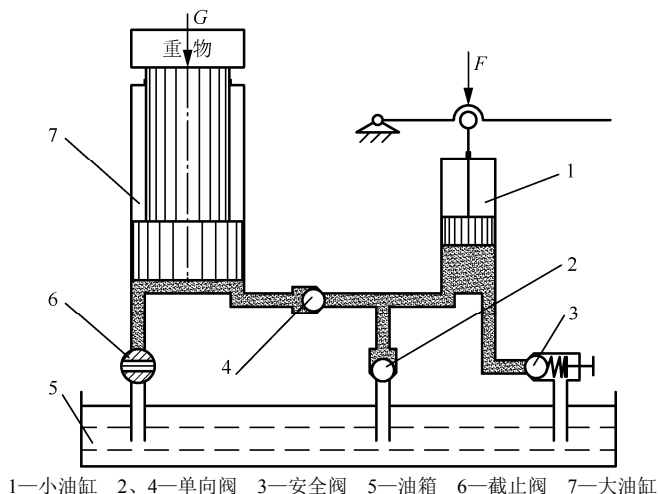


图 1-1 油压千斤顶的液压系统组成

## 1. 力的传递

设小活塞面积  $A_1$ ，施加在小活塞上的力为  $F$ ，大活塞的面积为  $A_2$ ，顶起重物重量为  $G$ 。根据帕斯卡定律，在密闭容器内，施加于静止液体上的压强将被等值传递到液体各点，因此大、小油缸内的液体压强相等，压力表达式如下：

$$p = \frac{F}{A_1} = \frac{G}{A_2} \quad (1-1)$$

或者

$$G = pA_2 = F \frac{A_2}{A_1} \quad (1-2)$$

如图 1-1 所示的液压系统中, 当系统的结构参数一定, 即  $A_1$ 、 $A_2$  大小不变时, 负载  $G$  越大, 系统中的压强  $p$  也越大, 所需要的作用力  $F$  就越大; 反之负载  $G$  越小, 系统中的压强  $p$  就越小。因此得到分析液压系统时的重要结论: 液压传动系统中的工作压强  $p$  取决于外负载。

由于  $p = G/A_2$ , 当  $G \rightarrow \infty$  时,  $p \rightarrow \infty$ , 油缸材料强度有限, 内部压强超过耐压极限会发生爆炸、造成事故, 所以必须限制系统的最高压强; 这里由安全阀 3 限制系统最高压强, 来满足安全保护的要求。也即是说, 系统最高压强取决于安全阀的调定压强。

由式 (1-2) 看出, 活塞面积比 ( $A_2/A_1$ ) 越大, 增力效果越显著。只要在小活塞上施加一个很小的力  $F$ , 就可以使大活塞上产生一个很大的举升力举起重物, 这就是液压千斤顶的工作原理。

## 2. 能量传递和转换

当手柄压下时, 小缸活塞下移的距离为  $x$ , 大缸活塞上移距离为  $y$ 。设手柄通过杠杆给小油缸施加的作用力为  $F$ , 则输入给系统的机械能  $E_1$  等于小缸活塞做的功, 即  $E_1 = Fx$ 。这个能量传递给液体并转换为液体的压力能, 压力能又传递给大缸的活塞, 克服外载荷对外做功, 输出机械能  $E_2$ , 即  $E_2 = Gy$ 。

这个过程表示为机械能  $\rightarrow$  液体的压力能  $\rightarrow$  机械能。

## 3. 运动的传递

如果不考虑液体的可压缩性、泄漏, 以及缸体和管路的变形等因素, 则小油缸中被活塞压出的油液体积, 和由于大活塞上升而大油缸中增多的油液体积相等, 即

$$V = A_1 x = A_2 y \quad (1-3)$$

式中,  $V$  ——每次压下手柄, 从小油缸排出的油液体积 ( $\text{m}^3$ ), 同时也是大油缸中增多的油液体积;

$A_1$ 、 $A_2$  ——小油缸、大油缸活塞面积 ( $\text{m}^2$ );

$x$ 、 $y$  ——小活塞、大活塞位移量 ( $\text{m}$ )。

从这里可以看出, 液压传动是利用密封容积变化时产生的压力能实现容积传动的。

将式 (1-3) 两端同时除以时间  $t$ , 得

$$A_1 \frac{x}{t} = A_2 \frac{y}{t}$$

即

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (1-4)$$

式中,  $v_1$ 、 $v_2$  ——小活塞、大活塞的运动速度 ( $\text{m/s}$ )。

$Av$  从量纲分析, 其物理意义是单位时间流过截面积为  $A$  的油液体积, 被称为体积流量, 习惯称为流量, 一般用  $Q$  来表示, 单位为  $\text{m}^3/\text{s}$ , 在工程中常用  $\text{L/min}$  表示。

$$Q = Av \quad (1-5)$$

若已知进入缸体的流量是 $Q$ ，则活塞运行的速度为

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1-6)$$

从这里可以看出，对已知的液压系统，若要调节活塞的速度，可以通过调节流量实现；同时还可以看出活塞的运动速度取决于流入缸体中流量的大小，而与流体的压力无关。

综上所述，液压系统在工作中，动力元件和执行元件都要形成密封可变容积，两个密封可变容积用管子连通，在本质上液压传动是容积传动，液压系统的实际工作压力取决于外载荷，最高压力取决于安全阀，执行元件的速度取决于供油流量。

### 1.1.2 液压与气压传动系统的组成

从液压千斤顶工作原理可知在液压传动中，由于存在能量形式的转换，也就存在两种能量转换元件。习惯上将机械能转换为压力能的元件称为动力元件；将压力能转换为机械能的元件称为执行元件。在液压系统中除了动力元件和执行元件，还有控制元件和辅助元件（油管、油箱、滤油器等）。

液压千斤顶在工作时，每一次压下手柄都会使重物上升一小段高度，但这小段高度有限，为了最终升到目标位置，需要多次压下手柄，为此设置单向阀 2 和 4；如果没有单向阀 4，每次压下手柄后，重物在重力作用下，大油缸内的压力油会倒流回小油缸，此时单向阀 4 自动关闭，使油液不能倒流，从而保证重物不至于在重力作用下自动落下；当提起手柄时，小油缸 1 的下腔形成真空，单向阀 4 关闭、2 打开，保证了油箱里的油液在大气压作用下进入小油缸 1 而大油缸的油液不回流；打开截止阀 6，大油缸 7 的下腔油液流回油箱，可以使重物回到原位，同时截止阀 6 还可以控制油液流量，控制大活塞及其上的重物下降速度。重物超出允许值、达到该系统压力设计值时，安全阀 3 打开，油液通过阀 3 流回油箱，保证液压千斤顶系统的安全。

从以上分析来看，液压与气压传动系统均由五部分组成。

(1) 动力元件。动力元件的作用是将原动机输入的机械能转变成油液的压力能。一般指液压泵或者空气压缩机，是系统的动力源。

(2) 执行元件。执行元件将油液的压力能转变成机械能，驱动工作机对外做功。例如液（气）压缸、液（气）压马达等。

(3) 控制元件。控制元件用来控制液（气）压系统中油液（气体）的压力、流量和流动方向，通常指各种阀。例如安全阀（压力阀）、截止阀（流量阀）和单向阀等。

元件 2、4 和 6 在系统工作时起控制作用，属于液压传动中的控制元件。单向阀 2 和 4 控制油液流动方向，截止阀 6 控制重物是否下落及下落速度，安全阀控制液压千斤顶系统最高压力。

(4) 辅助元件。液压系统中除上面几项以外的其他元件都属于辅助元件，如油箱、油管、过滤器（过滤液压油）、空气过滤器、蓄能器和管接头等。

(5) 工作介质。工作介质指液压油或者压缩空气，用来传递能量和信号。

### 1.1.3 液压传动职能符号

液压和气压传动系统表示方法类似。图 1-1 是以液压元件半结构图形式表示系统工作原理的，一般称为结构原理图，这种原理图比较直观，容易理解，但图形绘制比较烦琐，不



适合绘制复杂的液压系统；为了简化液压系统的表示方法、方便分析，通常采用职能符号表示，我国已经制定了用图形符号来表示液压原理图中各元件和连接管路的国家标准 GB 786.1—2009。职能符号只表示元件的职能和连通情况，不表示元件的结构和参数，也不表示元件在机器中的实际安装位置，元件内部的油液流动方向用箭头表示。

用各个元件的职能符号和表示管路的线条组成的、反映元件之间连接关系和机器动作原理的图形称为液压系统图。用职能符号表示的液压千斤顶的液压系统如图 1-2 所示。

液压系统图一般按照机器静止时各元件所在位置来绘制。

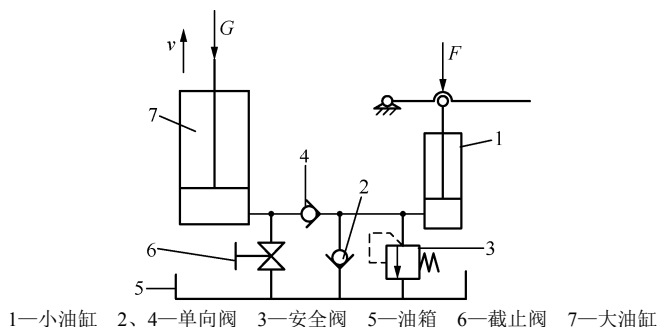


图 1-2 用职能符号表示的液压千斤顶液压系统

#### 1.1.4 液力传动基本原理

液力传动是以液体为工作介质，利用液体动能来传递能量的一种传动方式。液力传动装置包括液力耦合器和液力变矩器。

液力传动实际是一组离心泵-涡轮机系统。这里以液力耦合器（见图 1-3）为例介绍液力传动工作原理。液力耦合器由两个部件（工作轮）组成：固定在主动轴 1 上的泵轮 B（主动轮）和固定在从动轴 2 上的涡轮 T（从动轮），两个工作轮之间并无机械联系，且以 3~15mm 的间隙隔开（间隙大小的确定以保证正常工作为原则），工作轮的叶片通常是平面径向布置的，工作轮的空间充满了液体。

动力通过主动轴 1 传给泵轮 B，泵轮 B 中的液体随之同速转动，将机械能转换为液体动能，由于液体旋转所产生的离心惯性力作用在液体上，使液体沿叶片之间的通道向外流动，即从泵轮外缘流入涡轮 T，并将它的动能传给涡轮，带动涡轮以机械能的形式输出做功。

液体将能量传给涡轮 T，并由外缘（涡轮入口）向内缘（涡轮出口）流动，再返回泵轮，完成从泵轮到涡轮再到泵轮的循环。最终涡轮输出机械能克服载荷做功。这种利用液体动能的传动方式称为液力传动。

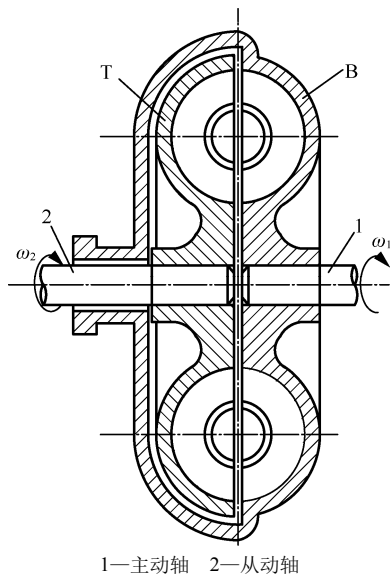


图 1-3 液力耦合器工作原理简图

1.2 流体传动优缺点

1.2.1 流体传动优点

液压传动、气压传动、液力传动不同于机械传动、电力传动，具有其自身的优点，见表 1-1。

表 1-1 流体传动优点

液压传动	(1) 同等功率情况下，液压装置容量大，体积小，重量轻。例如，输出同样功率，液压马达重量是电动机重量的 10%~20%，而且还能传递较大的力或者扭矩
	(2) 易于实现大传动比（100:1~2000:1）传动，调速范围比较大，能方便地在运行中实现无级调速，同时低速性能好
	(3) 易于实现回转、往复直线运动，结构简化，系统便于布置
	(4) 系统的控制、调节比较简单，与电气控制配合使用能实现复杂的顺序动作和远程控制，易于实现自动化
	(5) 操作简单、省力，工作比较平稳、反应快、冲击小，易于频繁、快速换向和启动。液压传动装置的换向频率高，回转运动可达 500 次/min，往复直线运动可达 400~1000 次/min
	(6) 工作安全可靠，系统超载时，油液可以经安全阀（溢流阀）回油箱，易于实现过载保护
	(7) 液压传动以油液为工作介质，元件可自行润滑，保养方便；功率损失产生的热量由流动着的油液带走，避免局部温升，所以液压元件寿命较长；同时可避免机械自身产生过度温升
气压传动	(1) 气压传动系统工作介质是空气，来源方便，无成本；使用后直接排入大气而无污染，不需要设置专门的处理设备
	(2) 空气黏度小，在管路中流动时压力损失小、效率高，可以集中供气及远距离输送
	(3) 气动元件动作迅速、反应快、维护简单、调节方便，系统故障容易排除
	(4) 工作环境适应性好。气压传动特别适合在易燃、易爆、潮湿、多尘、强磁、振动及辐射等恶劣条件下工作，在食品、医药、轻工、纺织、精密检测等行业中应用更具优势
	(5) 系统成本低，具有过载保护功能
液力传动	(1) 液力传动过载保护性好，具有良好的自动适应性能。外载荷增大时，液力传动系统可以使机器自动增大牵引力，速度降低；外载荷减小时，机器又能自动减小牵引力，提高速度。这样，既保证了发动机能经常在额定工况下工作、避免发动机因外载荷突然增大而熄火，又能满足车辆牵引工况和运输速度的要求
	(2) 液力传动可以提高机械使用寿命。液体作为工作轮间的工作介质，传动系统零件没有直接接触、减少了刚性冲击，能吸收并减少来自发动机和外载荷的振动、冲击，提高机械使用寿命。甚至在输出轴卡住时，动力机仍能运转而不受损伤，带载荷启动容易。以重型载重汽车为例，使用液力传动后，发动机寿命可增加 47%，变速箱寿命增加 400%；液力传动在经常处于恶劣环境工作、载荷变化更为剧烈的工程机械上应用，效果更为显著
	(3) 能提高车辆舒适性。采用液力传动使车辆起步平稳，并在较大的速度范围内无级变速，吸收振动、冲击，提高车辆舒适性
	(4) 简化车辆的操纵。液力变矩器本身就是无级自动变速器，扩大了发动机动力范围，因此可以减小变速箱的挡数。使换挡操纵简便，大大降低驾驶人的劳动强度

1.2.2 流体传动缺点

凡事都有两面性，在成为流体传动的优点的同时，从另外一个角度来说，还要看到可能又会成为它们的缺点，见表 1-2。

表 1-2 流体传动缺点

液压传动	(1) 液压传动需要进行两次能量转换，在能量传递过程中有机械损失、压力损失、泄漏损失等，因此同机械传动相比，液压传动效率较低，不适宜远距离传动
	(2) 液压传动工作介质是液体、易泄漏，同时油液实际存在着可压缩性，难以保证严格的传动比。因此不适合用在传动比要求很精确的场合
	(3) 油液对油温变化比较敏感，不适于在过高或过低温度下工作
	(4) 液压元件制造精度高，造价较高，需要组织专业生产，液压系统成本较高；对使用和维护人员要求较高，需具备有一定的专业知识

续表

气压传动	(1) 空气可压缩性较大, 不易实现准确的速度控制和很高的定位精度, 负载变化对系统的稳定性影响较大
	(2) 空气的压力较低, 只能用于压力较小的场合。一般来说, 在负载小于 10000N 时, 宜采用气压传动较为合适
	(3) 排气噪声较大, 高速排气需要加消声器
液力传动	(1) 与一般液压传动相比, 液力传动结构复杂, 修理困难, 零部件要求加工精度和制造工艺更高, 提高了成本
	(2) 在行驶阻力变化小且连续作业工况下, 液力传动工作效率低, 油消耗量增加

## 1.3 流体传动应用与发展

### 1.3.1 液压与气压传动应用与发展

#### 1. 液压与气压传动的应用

液压与气压传动具有很多优点, 遍布各行各业, 从航天、航空, 到工农业生产以及民用领域, 应用都非常广泛。机床设备利用其可以实现无级变速、易于实行自动化、能实现频繁往复运动等优点, 多用于进给传动装置、辅助装卡装置等; 工程机械、压力机械多利用其结构简单、输出力量大的特点; 液压、气压设备重量轻、体积小的特点, 使其在航空工业得以重用。表 1-3 详细列出了液压与气压传动在各个行业中的应用情况。

表 1-3 液压与气压传动在各行业中的应用

行业名称	应用的机械设备
金属切削机床	组合机床、铣床、磨床、刨床等
水利机械	油压启闭机、水轮机控制操作等
工程机械	推土机、装载机、挖掘机、铲运机、压路机等
起重运输机械	汽车吊、港口龙门吊、叉车、装卸机械、皮带运输机等
矿山机械	凿岩机、开采机、破碎机、提升机、液压支架等
建筑机械	打桩机、液压千斤顶、平地机等
农业机械	拖拉机、联合收割机、农具悬挂系统等
冶金机械	电路炉顶及电极升降机、轧钢机、压力机等
轻工机械	打包机、注塑机、校直机、橡胶硫化机、造纸机等
汽车工业	自卸车、平板车、高空作业车等
智能机械	模拟驾驶舱、机器人等
纺织机械	织布机、抛砂机、印染机等

#### 2. 液压与气压传动的发展

早在 1795 年第一台水压机在英国诞生, 到 19 世纪 20 年代迅速发展, 成为继蒸汽机以外应用最广的机械设备之一, 同时随之发展的各种水压传动控制回路为后续液压技术的发展奠定了基础。由于水黏度低、润滑性差、容易锈蚀等缺点制约了当时水压传动技术的进一步发展。到 20 世纪初随着石油工业的兴起, 出现了黏度适中、润滑性好和耐锈蚀的矿物油, 科学家们开始研究以矿物油作为工作介质的液压传动, 而具有代表意义的是 1905 年美国詹尼 (Janney) 利用矿物油作为工作介质, 设计制造了第一台油压柱塞泵及其驱动的传动装置, 并将其应用于军舰的炮塔转向装置。1922 年, 瑞士人托马 (H.Thoma) 发明了轴向柱塞泵, 随后斜盘式轴向柱塞泵、压力平衡式叶片泵、径向液压马达等相继出现, 使液压传动装置的性能不断提高, 应用也越来越广泛。

第二次世界大战期间,由于军事设备急需反应快、精度高、功率大的控制机构,由于液压控制能满足其需求,而迅速被应用到兵器等军事设备上,液压技术得到快速发展。战后液压技术转向民用,在机械制造、农业机械、工程机械和汽车等行业中的应用越来越广泛。近年来,随着电子技术、计算机技术和自动控制技术不断发展和进步,随着新工艺、新材料的不断出现,液压传动技术也不断发展创新,液压技术在工农业生产、航空航天及国防工业中占有举足轻重的地位。目前,液压技术正朝着高压、高速、大功率、高效率、低噪声、节能高效、小型化和轻量化等方向发展;同时,液压系统的计算机辅助测试、计算机实时控制、机电一体化技术、计算机仿真和优化设计技术、可靠性研究及污染控制等,同样成为当前液压技术发展和研究的重要方向。

气压传动技术在当今世界的发展更加迅速。随着工业的发展,气动技术的应用领域已从汽车、采矿、钢铁、机械工业等行业扩展到化工、轻纺、食品和军事工业等许多行业。工业自动化技术的发展,使气动控制技术以提高系统可靠性、降低总成本为目标,研究和开发机、电、气、液系统综合控制技术。气动技术当前发展的特点和研究方向主要是节能化、小型化、轻量化、位置控制高精度化,以及与数字技术相结合的综合控制技术。

我国液压、气压技术应用较晚。20世纪50年代开始,主要应用在机床和锻压设备上,60年代从国外引进了一些液压元件生产技术,同时自行设计开发了液压元件,80年代从美国、日本和德国引进了一些先进的技术和设备,使我国的液压、气压技术有了很大提高。目前我国的液压、气压元件已从低压到高压形成了系列产品,并开发生产出了许多新型液压、气压元件。

### 1.3.2 液力传动的应用与发展

1912年液力变矩器首先应用到轮船的传动系统。1939年美国通用汽车公司首先研制由液力耦合器等组成的自动变速器,成功地用在了Oldsmobile轿车上,液力传动已逐渐成为汽车动力传动装置中不可或缺的重要组成部分。20世纪60年代英国、美国的小客车90.3%采用液力传动,逐渐在工程自卸车、大型矿用车辆等其他工程车辆上得到广泛应用。20世纪70年代西欧地区、美国各类车辆液力变速已经取代了其他各种变速器。我国液力传动技术应用较晚,20世纪50年代在“红旗”牌高级轿车上采用了液力传动技术,20世纪70年代在重型矿用汽车上开始应用液力机械传动,目前我国在装载机、铲运机等工程机械上都已广泛应用了液力传动。传递的功率从几十马力到几万马力,应用的领域也逐渐拓宽,在大功率、高转速的工作机配套用的液力传动装置市场需求很大,尤其是新建成的大型火力发电站中的锅炉给水泵及核电站的核水泵具有广泛的应用空间和发展前景。

## 1.4 本书内容安排

本教材主要讲述流体传动,以介绍液压传动为主,同时对气压传动、液力传动基本元件、工作原理、系统组成做了详细介绍。具体内容安排如图1-4所示。

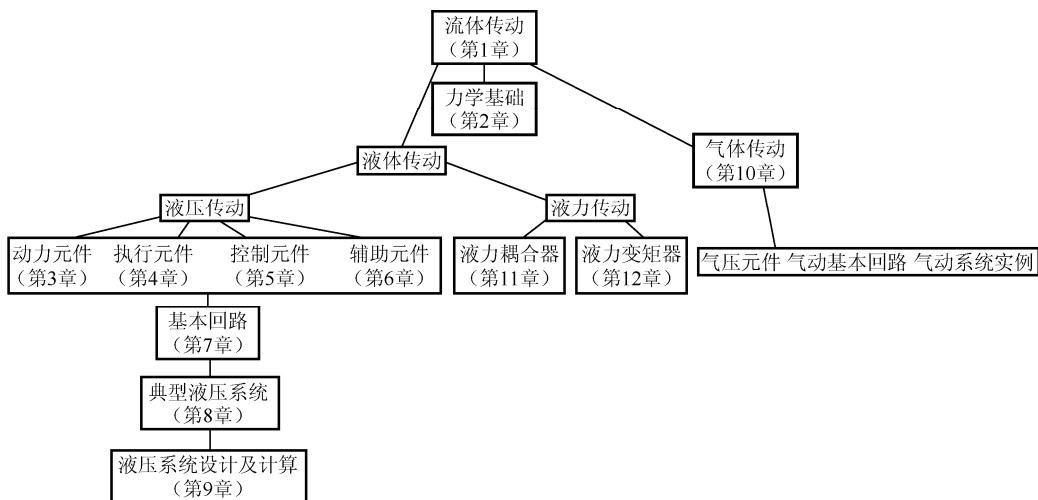


图 1-4 本教材主要内容

## 本章小结

通过本章学习，我们了解本教材主要内容。并且以液压传动为主，对气压传动和液力传动都有了基本概念和认识，掌握了它们的工作原理。通过液压千斤顶掌握液压系统职能符号表示的液压系统图。

(1) 液压和气压传动基于帕斯卡定律，利用密封容积变化时产生的压强能实现容积传动的；液力传动利用液体动能进行传动。

(2) 液压传动中，液压传动系统中的工作压强取决于外负载，系统最高压强取决于安全阀的调定压力。

(3) 当液压系统确定后，执行元件运动速度取决于流入截面流量的大小，而与流体的压强无关。

(4) 流体传动系统一般包括动力装置、执行装置、控制装置和辅助装置等。

## 思考与练习

- 1-1 请说明液压系统工作压强取决于负载的原因。
- 1-2 液压传动的工作原理是什么？和液力传动的相同点及不同点在哪里？
- 1-3 液压传动的优缺点是什么？
- 1-4 液力传动的优缺点是什么？
- 1-5 通常一个完整的液压传动系统一般包括哪几部分？

## 第2章 液压流体力学



### 教学要求

在教学过程中,要求学生掌握液压流体力学的基础知识,并能应用相关知识解决现实生活中遇到的一些关于液压流体方面的问题。

### 引例

流体力学,是研究流体(液体和气体)的力学运动规律及其应用的学科。主要研究在各种力的作用下,流体本身的状态,以及流体和固体壁面、流体和流体间、流体与其他运动形态之间的相互作用的力学分支。流体力学按照研究对象的运动方式分为流体静力学和流体动力学,前者研究处于静止状态的流体,后者研究运动对流体的影响。液压流体力学主要研究流体力学在液压系统中的应用,如日常生活中常见到的液压千斤顶,工程机械中用到的各种液压阀,它们的工作原理可以用流体力学进行很好的解释。本章节主要介绍液压流体力学的基础知识。

## 2.1 液体的主要物理性质

### 2.1.1 密度

密度是物质的一种固有特性,不随状态、形状和空间地理位置的变化而变化。只随温度、压强的变化而变化。单位体积物质的质量称为物质的密度,用公式如下:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2-1)$$

式中  $\rho$  ——密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ );

$m$  ——质量 ( $\text{kg}$ );

$V$  ——体积 ( $\text{m}^3$ )。

液压油的密度随温度的上升而有所减小,随压力的上升而稍有增大,但其变化量一般很小,可以认为是常值。一般液压油的体积密度  $\rho = 890 \sim 910 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

### 2.1.2 压缩性和膨胀性

在一定的温度下,液体体积随压力增大而缩小的性质,称为液体的压缩性。单位压强变化所引起的体积变化率称为压缩系数,用  $\beta$  表示。

$$\beta = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp}$$

式中  $V$  为液体原有体积,  $dV$  为体积的变化量,  $dp$  为压强的改变量。因为压强与体积的变化方向是相反的, 故上式中有一负号。

在一定的压强下, 液体体积随温度的升高而增大的性质, 称为液体的膨胀性。单位温升所引起的体积变化率, 称为体膨系数, 用  $\alpha$  来表示。即

$$\alpha = \frac{1}{V} \frac{dV}{dT}$$

式中,  $T$  为温度 ( $^{\circ}\text{C}$ );  $dT$  为温度变化量; 其他符号与上式相同。

### 2.1.3 黏性

流体在运动状态下抵抗剪切变形速率能力的性质, 称为黏滞性或简称黏性。黏性是流体的固有属性, 是运动流体产生机械能损失的根源。描述流体黏性大小的物理量, 称为黏度。在工程机械中, 黏度是选择液压油的主要指标, 黏度过高, 会增大液压油的内部摩擦和降低机械零件的润滑, 从而使液压系统产生高温、增大压力损失和能耗; 黏度过低又会增加内外泄漏, 增大泵的动力传递损耗和元件的磨损。

#### 1. 黏度的定义及物理意义

液体黏性如图 2-1 所示, 两平行平板之间充满液体, 下平板固定不动, 而上平板以速度  $v_0$  向右运动。由于液体的黏性, 紧贴下平板的油液静止不动, 即速度为零, 而中间各层液体的速度呈线性分布。

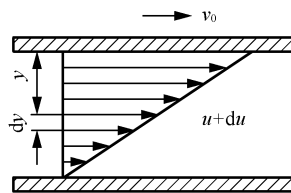


图 2-1 液体黏性示意

根据牛顿液体内摩擦定律, 液体流动时, 相邻两液层间的内摩擦力  $F_f$  与液层接触面积  $A$ 、速度梯度  $du/dy$  成正比, 即

$$F_f = \mu A \frac{du}{dy} \quad (2-2)$$

式中  $\mu$  ——黏度系数 ( $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$ );

$du/dy$  ——速度梯度。

那么单位面积上的内摩擦力  $\tau$  可以表示为

$$\tau = F_f / A = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-3)$$

由式 (2-3) 可知, 液体黏度的物理意义是液体在单位速度梯度下流动时, 单位面积上产生的内摩擦力。它表示油液抵抗变形的能力。

#### 2. 黏度的表示方法

##### 1) 动力黏度

动力黏度是指液体在单位速度梯度下流动时单位面积上产生的内摩擦力。由式 (2-3) 可得  $\mu$  的量纲为  $\text{Pa} \cdot \text{s}$  (帕·秒)。因其量纲中含有动力要素, 故而得名。

##### 2) 运动黏度

液体的动力黏度与其密度的比值, 称为液体的运动黏度系数或运动黏度, 用  $\nu$  表示, 即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-4)$$

式中  $\nu$  的单位为  $\text{m}^2/\text{s}$ ，称为斯。

液压油的黏度等级就是以  $40^\circ\text{C}$  时运动黏度的中心值来表示的，如 L-HM32 液压油的黏度等级为 32，则  $40^\circ\text{C}$  时其运动黏度的中心值为  $32\text{mm}^2/\text{s}$ 。

### 3) 相对黏度

为了更好地认识相对黏度，将某种液体和人们熟悉的液体水相比较，提出相对黏度的概念。

#### (1) 恩氏黏度定义。

将 200ml 温度为  $T^\circ\text{C}$  的被测液体流经恩氏黏度计小孔 (2.8mm) 的时间  $t_1$  和 200ml 温度为  $20^\circ\text{C}$  水流经的时间  $t_2$  比值，称为恩氏黏度，用  $^\circ E$  来表示。

$$^\circ E = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-5)$$

#### (2) 恩氏黏度和运动黏度的换算关系。

$$\nu_{50} = (7.31^\circ E_{50} - \frac{6.31}{^\circ E_{50}}) \times 10^{-6} \quad (2-6)$$

式中  $\nu_{50}$  —— 某种液体  $50^\circ\text{C}$  时的运动黏度；

$^\circ E$  —— 某种液体  $50^\circ\text{C}$  时的恩氏黏度。

## 2.2 静止液体力学的基本规律

### 2.2.1 液体所受的作用力

液体有一定的体积但没有一定的形状，可以流动。它的体积在压力及温度不变的条件下，是固定不变的。存放在容器内的液体，对容器的周边施加压力与其他物态一样，压力向四面八方传递，并且随着深度一起增加（例如水越深，水压越大）。

#### 1. 液体的压力

液体单位面积上所受的力称为压力，这一定义在物理学中称为压强，但在液压传动中习惯称为压力，通常以  $p$  表示。

当液体面积  $\Delta A$  上作用力有法向力  $\Delta F$  时，此面积上某点处的压力即为

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2-7)$$

液体的压力有如下特性：

- (1) 液体的压力沿着内法线方向作用于承压面。
- (2) 静止液体内任一点的压力在各个方向上都相等。

在静止状态下，作用在液体上的力有质量力和表面力。质量力作用在液体的所有质点上，如重力和惯性力等；表面力作用在液体的表面上，它可以是由其他物体作用在液体上的力，也可以是一部分液体作用在另一部分液体上的力。表面力有法向力和切向力之分。



## 2. 质量力和表面力

设有静止的圆柱形开口容器内盛有液体（见图 2-2），分析该液体所受的作用力。液体所受的重力等于液体的质量  $m$  乘以重力加速度  $g$ ，即

$$G = mg$$

容器表面的液体直接接触大气，作用力等于大气压力  $p_0$  乘以顶面的面积  $A$ ，即

$$F_0 = p_0 A$$

容器底面液体所受作用力等于底面的压力  $p_d$  乘以底面积  $A$ ，即

$$F_d = p_d A$$

如果容器以等角速度绕竖直轴旋转，液体还受回转离心惯性力的作用，惯性力的大小和液体的质量有关。可以看到液体共受两种性质的力，一种和质量有关，称为质量力（也称为体积力），另一种和面积有关，称为面积力。

## 3. 面积力和质量力

面积力的计算方法为

$$\text{面积力} = \text{单位面积力} \times \text{面积}$$

采用同样的方法，质量力的计算方法为

$$\text{质量力} = \text{单位质量力} \times \text{质量}$$

则

$$\text{单位质量力} = \text{质量力} / \text{质量}$$

例如：单位重力  $= mg / m = g$ ，直线运动的单位惯性力  $= (-Ma) / M = -a$ 。

单位质量力在直角坐标系中的分量用  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  来表示。

### 2.2.2 静止液体微分方程的推导

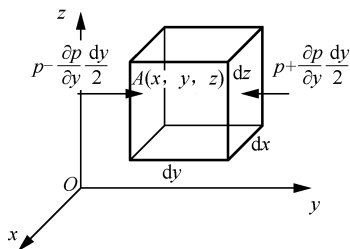


图 2-3 单元体受力分析

在静止液体中任取一点  $A(x, y, z)$ ，如图 2-3 所示的微元六面体，作用于此六面体上的质量力在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  轴上的分量是  $X\rho\delta v$ 、 $Y\rho\delta v$ 、 $Z\rho\delta v$ 。作用在垂直于  $y$  轴的两个面上的压强  $p$  按泰勒级数展开保留一次项，分别为

$$p - \frac{\partial p}{\partial y} \frac{dy}{2} \text{ 和 } p + \frac{\partial p}{\partial y} \frac{dy}{2}$$

分别沿  $y$  轴方向列平衡方程，可得  $\frac{\partial p}{\partial y} = \rho Y$ ，同理得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho X, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \rho Z, \quad \text{整理后可得}$$

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (2-8)$$

式(2-8)所示方程称为静止液体的平衡微分方程,也称为欧拉平衡微分方程。其物理意义表示在静止液体中,作用在单位质量液体上的质量力与作用在该液体表面上的压力相平衡。用 $dx$ 、 $dy$ 、 $dz$ 分别乘以三个式子然后相加整理可得

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz) \quad (2-9)$$

式(2-9)为欧拉平衡微分方程的综合表达式,液体在不同质量力作用下的压强分布规律,均可由它积分得到。

### 2.2.3 静止液体微分方程的应用

#### 1. 液体所受重力

已知静止的液体所受质量力只有重力,开口处的压力为 $p_0$ ,如图2-4所示,求液体的压力分布。

将 $X=Y=0$ , $Z=-g$ 代入式(2-9)并整理可得

$$dp = -\rho g dz$$

图2-4 液体所受重力 对上式积分可得

$$p = -\rho g z + C \quad (2-10)$$

当 $z=0$ 时 $p=p_0$ ,可得 $C=p_0$ ,则有 $p = -\rho g z + p_0$

将 $z=h$ 代入,得

$$p = -\rho g h + p_0 \quad (2-11)$$

式(2-11)为在重力作用下静止液体任意点上的压力分布规律。该压力分布规律具有如下特性。

(1) 在重力作用下静止液体任意点上的压力由两部分组成, $p_0$ 为表面力引起的压力, $\rho g h$ 为质量力产生的压力。

(2) 在同一深度上各点压力相等。压力相等的面称为等压面。重力作用下静止液体的等压面为水平面。

(3) 在液压传动技术中,由于 $\rho g h \ll p_0$  ( $p_0$ 为液压系统的工作压力),所以在一般情况下不考虑位置对静压产生的影响。例如,当 $h=10\text{m}$ , $g=9.81\text{m/s}^2$ , $\rho=900\text{kg/m}^3$ 时, $\rho g h=0.088\text{MPa}$ ,因而重力产生的压力与液压系统工作压力相比可忽略不计。

#### 2. 匀加速直线运动情况

如图2-5所示小车内装有液体,当小车匀加速时,液体向后移动,使液面呈倾斜面。将坐标系建立在小车上,仍可用静止平衡微分方程求解。但此时的坐标系为非惯性坐标系,液体所受的体积力除重力外还有惯性力。

##### 1) 压力分布

将 $X=a$ 、 $Y=0$ 、 $Z=-g$ 代入式(2-9)得

$$adx - g dz - \frac{1}{\rho} dp = 0$$

整理可得

$$dp = \rho a dx - \rho g dz$$

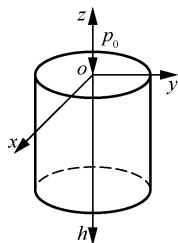


图2-4 液体所受重力

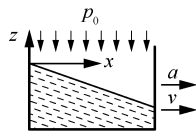


图2-5 匀加速运动小车受力分析

对上式进行积分可得

$$p = \rho ax - \rho gz + C$$

当  $x=0$ 、 $z=0$  时, 可得  $C=p_0$ , 则有

$$p = \rho ax - \rho gz + p_0 \quad (2-12)$$

## 2) 等压面

在液体中, 压强相等的各点所组成的面称为等压面。

令  $p=C_1$ , 则有  $ax - gz = (C_1 - p_0) / \rho = C_2$ , 由此可知等压面为倾斜面。  $p=p_0$  时的倾斜等压面是自由液面。

## 3. 等角速度旋转容器

(1) 压力分布。如图 2-6 所示为一个圆柱形的等角速度旋转容器, 其内装有液体, 当容器等角速度旋转时, 液面呈稳定的曲面, 将坐标系建立在容器上, 可用静力方程求解, 但此时的坐标系属于非惯性坐标系, 要引入惯性力, 这时液体所受的体积力除重力外还有离心力。

将  $X=\omega^2 x$ 、 $Y=\omega^2 y$ 、 $Z=-g$  代入式 (2-9) 可得

$$\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz - \frac{1}{\rho} dp = 0$$

整理上式, 可得

$$dp = \rho \omega^2 x dx + \rho \omega^2 y dy - \rho g dz$$

对上式进行积分, 可得

$$p = \frac{1}{2}(\rho \omega^2 x^2 + \rho \omega^2 y^2) - \rho g z + C$$

再利用边界条件 (即当  $x=y=z=0$  时得  $C=p_0$ ) 则有

$$p = \frac{1}{2}(\rho \omega^2 x^2 + \rho \omega^2 y^2) - \rho g z + p_0 \quad (2-13)$$

(2) 等压面和自由液面。由式 (2-13) 可知等压面和自由液面是回转抛物面。

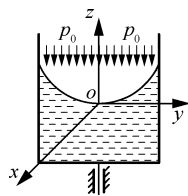


图 2-6 等角速度旋转容器

## 2.2.4 压力的表示方法

### 1. 液体压力的表示方法

压力有两种表示方法: 一种是以绝对真空作为基准所表示的压力, 称为绝对压力; 另一种是以大气压力作为基准所表示的压力, 称为相对压力。由于大多数测压仪表所测得的压力都是相对压力, 故相对压力也称为表压力。在液压与气压传动中, 若无特别说明, 则所提到的压力均为相对压力。当绝对压力小于大气压力时, 可用容器内的绝对压力不足一个大气压的数值来表示, 称为“真空度”。它们的关系如下: 绝对压力=大气压力+相对压力; 真空度=大气压力-绝对压力。其关系表示如图 2-7 所示。

### 2. 压力单位

在工程实践中, 用来表示压力的单位很多, 以下三种单位较为常用。

(1) 用单位面积上的力来表示。国际单位制中的单位为  $\text{Pa}(\text{N}/\text{m}^2)$  或  $\text{MPa}$ 。

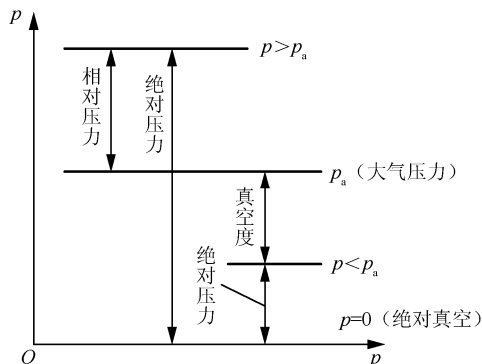


图 2-7 绝对压力、相对压力和真空度之间的关系

$$1\text{MPa} = 10^6 \text{Pa}$$

(2) 用大气压的倍数来表示。在液压传动中使用的是工程大气压，记做 at。

$$1\text{at} = 1\text{kgf/cm}^2 = 1\text{bar} \quad 1\text{bar} = 10^5 \text{Pa}$$

因此，工程大气压可以简称为大气压。

(3) 用液压高度来表示。因为液体内某一点处的压力与它在位置的深度成正比，因此也可用液柱高度来表示其压力大小，单位为 m 或 mm。

$$1\text{at} = 9.8 \times 10^4 \text{Pa} = 10\text{m}(\text{H}_2\text{O}) = 760\text{mm}(\text{Hg})$$

## 2.3 流动液体力学的基本规律

### 2.3.1 经典流体力学研究方法介绍

流体力学采用与固体力学相同的基本力学原理，如牛顿定律、质量守恒定律、动量定理、能量守恒定律等，但处理流体力学问题是一个更加困难的课题，因为固体力学研究明确的物理模型，如质点、刚体等。而流体力学研究的是连续的介质，一般没有明确的和可区分的质点。怎样描述液体的运动规律呢？解决这个问题主要有拉格朗日法和欧拉法。

#### 1. 拉格朗日（Lagrange）法（随体法）

着眼于流场中具体流体质点的运动。即跟踪每一个流体质点，分析其运动参数随时间的变化规律。设某一质点在  $t$  时刻具有的空间位置为  $(x, y, z)$ ，则该质点的运动参数为

$$x = x(t), \quad y = y(t), \quad z = z(t) \quad (2-14)$$

质点的速度和加速度为

$$\begin{cases} u_x = \frac{dx}{dt}, \quad u_y = \frac{dy}{dt}, \quad u_z = \frac{dz}{dt} \\ a_x = \frac{d^2x}{dt^2}, \quad a_y = \frac{d^2y}{dt^2}, \quad a_z = \frac{d^2z}{dt^2} \end{cases} \quad (2-15)$$

拉格朗日法采用了固体力学中质点运动的研究方法，在概念上简明易懂，但对于由众多质点组成的整个流体进行研究，一般没有明确的和可区分的质点，不仅难于跟踪某个质点并定量研究其运动规律，而且难于得出整个流体的运动规律。

## 2. 欧拉 (Euler) 法 (局部法、当地法)

着眼于某个瞬时流场内处于不同空间位置上的流体质点的运动规律,即选定一个流场,研究不同质点流过流场内空间某固定点的运动规律,从而了解整个流场的流动情况。这样,流场内空间某固定点的流动速度是空间和时间的函数,即

$$u = u(x, y, z, t) \quad (2-16)$$

这里  $x$ 、 $y$ 、 $z$  为流场内观测点的位置坐标,而不是某个质点的空间位置坐标。因此加速度可以表示为

$$a = \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{dz}{dt} + \frac{\partial u}{\partial t} \quad (2-17)$$

由式 (2-17) 可以看出加速度由两部分构成,前三项和空间位置有关,反映了流场内不同观测点的加速度不同,一般称为位变加速度;最后一项和时间有关,反映了流场内同一观测点不同时刻的加速度不同,称为时变加速度。

## 2.3.2 流动液体力学的基本概念

### 1. 理想液体与稳定流动

液体是有黏性的,并在流动中表现出来,因此,在研究液体运动规律时,不但要考虑质量和压力,还要考虑黏性摩擦力的影响。另外,液体的流动状态还与温度、密度、压力等参数有关。为了研究流动液体力学,可以简化条件,从理想液体着手,先讨论理想液体,然后根据实验进行修正得出实际液体的运动规律。

#### 1) 理想液体和实际液体

(1) 理想液体:既无黏性又不可压缩的液体称为理想液体。

(2) 实际液体:既有黏性又可压缩的液体称为实际液体。

#### 2) 稳定流动和非稳定流动

(1) 稳定流动:液体在流动时,任一空间点上液体的全部运动参数(如压力、速度、密度)都不随时间而变化,这种流动称为稳定流动,又称为定常流动。

(2) 非稳定流动:液体在流动时,任一空间点上液体的全部运动参数(如压力、速度、密度)都随时间而变化,这种流动称为非稳定流动,又称为非定常流动。

### 2. 流线、流束、流管及通流截面

流线是某一瞬间液流中一条条标志其质点运动状态的曲线,在流线上各点的瞬时液流方向与该点的切线方向重合(见图 2-8)。由于液流中每一点在每一瞬间只能有一个速度,因而流线既不能相交,也不能转折,它是一条条光滑的曲线。

在流场内作一条封闭曲线,过该曲线的所有流线所构成的管状表面称为流管,流管内所有流线的集合称为流束。根据流线不能相交的性质,流管内外的流线均不能穿越流管表面。

垂直于流束的截面称为通流截面(或过流断面),通流截面上各点的运动速度均与其垂直。因此,通流截面可能是平面,也可能是曲面。

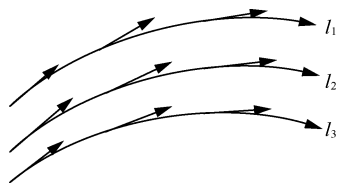


图 2-8 流线示意图

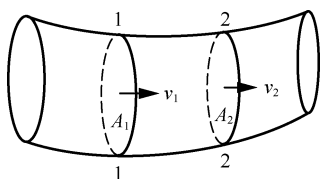


图 2-9 流动液体连续性示意

### 2.3.3 流动液体的连续性方程

理想液体在管中作稳定流动时，根据质量守恒定律知，液体在管内既不能增加多，也不会减少，因此在单位时间内流过管中每一截面的液体质量是相等的，这就是连续性原理。

设理想液体在如图 2-9 所示的非等截面管中流动，两流通截面 1-1、2-2 的面积分别为  $A_1$ 、 $A_2$ （设  $A_1 > A_2$ ），流经二截面的液体密度和平均流速分别  $\rho_1$ 、 $v_1$  和  $\rho_2$ 、 $v_2$ 。根据质量守恒定律，可得

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$$

由于理想液体是不可压缩的，即  $\rho_1 = \rho_2$  则有

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

或写成

$$Q = Av = C(\text{常数}) \quad (2-18)$$

式 (2-18) 是流动液体的连续性方程。它表明理想液体做稳定流动时所有通流截面上流量相同；且不同截面上液体的流速与截面积的大小成反比，面积越小，流速越大。

### 2.3.4 理想液体流动的微分方程

由于实际液体在管中流动的能量关系较为复杂，所以先讨论理想液体在管中流动的能量关系，然后再扩展到实际流体中去。

设理想液体稳定流动，在流场中缓变流段流线上取一柱型单元体，并建立自然坐标系和直角坐标系，如图 2-10 所示。

单元体的长度为  $dl$ ，截面面积为  $dA$ ，单元体  $l$  方向和重力方向的夹角为  $\alpha$ 。

根据牛顿第二定律可得

$$\sum F_l = Ma_l$$

沿  $l$  方向的合外力为

$$\sum F_l = p dA - (p + dp) dA - \rho g dA dl \cdot \cos(\pi - \alpha)$$

单元体的质量为

$$M = \rho dA dl$$

单元体沿  $l$  方向的加速度为

$$a_l = \frac{\partial u}{\partial l} \frac{dl}{dt} + \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial u}{\partial l} \frac{dl}{dt} = u \frac{du}{dl}$$

将合外力、质量和加速度代入牛顿第二定律可得

$$-dp dA - \rho g dA dz = \rho u du dA$$

化简并整理得

$$\frac{1}{\rho g} dp + dz + \frac{u}{g} du = 0 \quad (2-19)$$

式 (2-19) 为理想液体流动的微分方程式。

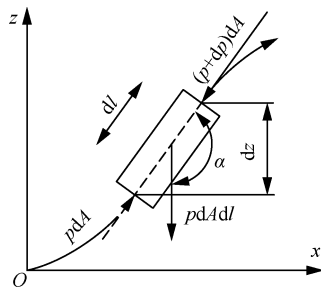


图 2-10 理想单元液体受力分析

### 2.3.5 伯努利方程

根据理想液体的微分方程式，沿流线积分可得

$$\frac{1}{\rho g} dp + dz + \frac{u}{g} du = C \quad (2-20)$$

或

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{1}{2g} u_1^2 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{1}{2g} u_2^2 \quad (2-21)$$

式(2-21)称为理想液体的伯努利方程式，也称为理想液体能量方程式，它是在理想液体、稳定流动、微小流管、缓变流段的情况下推导而来的。

式中  $p / \rho g$  ——单位重量液体具有的压力能，由于具有长度的量纲，也称为压力高度；

$z$  ——单位重量液体具有的势能；

$\frac{1}{2g} u^2$  ——单位重量液体具有的动能。

物理意义：液体在流动中，具有三种形式的能量，分别是动能、势能和压力能。它们之间可以相互转换，但总和不变。因此伯努利方程的物理意义就是能量守恒定律在流体力学中的具体表达式。

实际液体在管道内流动时，由于液体存在黏性，会产生摩擦力，消耗能量；同时，管道局部形状和尺寸的变化，会使液流产生扰动，也消耗一部分能量。因此，实际液体在流动过程中，会产生能量损失，设单位重量的液体产生的能量损失为  $h_w$ 。另外，由于实际液体在管道通流截面上的速度分布不均匀，在用平均流速代替实际流速计算动能时，必然会产生误差，为此，引入动能修正系数  $\alpha$ 。因此，实际液体的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{1}{2g} \alpha_1 u_1^2 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{1}{2g} \alpha_2 u_2^2 + h_w \quad (2-22)$$

式(2-22)动能修正系数  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  的值与液体的流态有关，湍流时  $\alpha=1$ ，层流时  $\alpha=2$ 。

### 2.3.6 动量方程

流动液体作用于限制其流动的固体壁面的总作用力用动量定理求解较为方便。根据理论力学中的动量定理：作用在物体上全部外力的矢量和等于物体在外力作用方向上的动量变化率，即

$$\sum F = \frac{\Delta(mv)}{\Delta t} = \frac{mv_2}{\Delta t} - \frac{mv_1}{\Delta t}$$

将  $m = \rho V$  和  $V / \Delta t = Q$  带入上式，考虑到以平均流速代替实际流速会产生误差，因而引入动量修正系数  $\beta$ ，则上式写出如下形式的动量方程：

$$\sum F = \rho Q (\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1) \quad (2-23)$$

式(2-23)即为流动液体的动量方程，式中  $\beta_1$ 、 $\beta_2$  为动量修正系数，湍流时  $\beta=1$ ，层流时  $\beta=4/3$ 。

由于式(2-23)为矢量方程，使用时应根据具体情况将式中的各个矢量分解为指定方向的投影值，再列出该方向上的动量方程。例如，在  $x$  轴方向的动量方程可写成如下形式：

$$F_x = \rho Q (\beta_2 v_{2x} - \beta_1 v_{1x})$$

实际工程中通常要求出液流对通道固体壁面的作用力,即动量方程中 $\sum F$ 的反作用力 $F'$ ,称稳态液动力。在 $x$ 方向的稳态液动力为

$$F'_x = -F_x = -\rho Q(\beta_2 v_{2x} - \beta_1 v_{1x})$$

## 2.4 液体在流动中的能量损失

### 2.4.1 流态试验和雷诺数

实际的液体具有黏性,在流动中存在阻力,为了克服阻力就要消耗一部分能量,因此实际的液体在流动中会有能量损失,实际液体伯努利方程中的 $h_w$ 项就代表了液体在流动中能量损失。损失的能量转变为热能,导致系统的温度升高,进一步影响液压系统的工作性能,因此,研究液体在流动中的能量损失也是流体力学的一个重要内容。

从几何上看,一方面,液体流过一段较长的距离会造成能量损失,称为沿程损失;另一方面,液体流过障碍(管子断面变化)也会造成能量损失,称为局部损失。从力学角度来看,一方面,液体流动中的黏性摩擦造成能量损失,称为黏性力引起的损失;另一方面,液体质点并不总是作匀速直线运动,常有不规则的加速和减速运动,这样造成能量损失称为惯性力引起的损失。要研究能量损失,首先要研究流态。

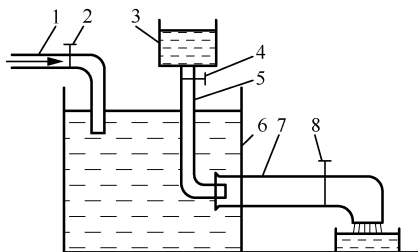


图 2-11 流态试验装置

如图 2-11 所示为流态试验装置。它由定水头水箱 6、透明玻璃管 7、盛有红色液体的小水箱 3 和控制阀门 2、4、8 组成。试验时首先打开注水阀门 2,使容器内装满水,再将阀门 8 慢慢打开,玻璃管 7 内的水流比较缓慢,即水流平均速度 $v$ 比较小,然后打开阀门 4 使红色液体不断流入管中,此时红色液体便在管内形成一条红色直线。说明液体的质点没有横向的运动,只有向前的运动,此时的流态为层流。

当阀门 8 逐渐开大时,管 7 中的流速慢慢增大,红线开始抖动,与周围质点有掺混现象;若继续增大管中的流速,红色线条逐渐模糊不清直到最后消失,红色液体质点与周围的液体完全掺混了。此时说明液体质点不仅有向前的运动,还有横向的运动,这种流态称为紊流。可见,液体在流动中存在两种流态,在速度较低时为层流,速度较高时为紊流,由层流转变为紊流存在一个转变速度,称为上临界速度 $v'_c$ 。

当试验向相反的方向进行时,即阀门从全开到逐渐关小的过程中,管内的流速逐渐降低,流态从紊流转变为层流也有个转变速度,称为下临界速度 $v_c$ 。

这样,当 $v < v_c$ ,流态为层流;当 $v > v'_c$ ,流态为紊流;当 $v_c < v < v'_c$ 流态是不稳定的,可能是层流,也可能是紊流。

层流和紊流是两种不同的流态。层流时,液体流速较低,质点受黏性制约,不能任意流动。紊流时,液体流速较高,黏性制约减弱,惯性力起主要作用。液体流动呈现出的流态是层流还是紊流,可用雷诺数来判断。

试验证明,液体在管中的流态,不仅与管中的流速 $v$ 有关,还与管子的直径 $d$ 及流体黏



度  $v$  有关,不能单纯以流速大小作为判别准则,真正决定流态的是  $vd/\nu$ ,用该比值作为判别准则,一般称为雷诺数,用  $Re$  表示,即

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (2-24)$$

这样,对应两个临界速度,就有两个临界雷诺数,称  $Re_c = v_c d / \nu$  为下临界雷诺数,称  $Re'_c = v'_c d / \nu$  为上临界雷诺数。对于圆管,  $Re_c = 2320$ ,  $Re'_c = 8000 \sim 10^5$ 。当  $Re \leq Re_c$  时流态为层流,当  $Re > Re'_c$  时流态为紊流。雷诺数的实用意义就是判断流态。

### 2.4.2 液体流动中的沿程损失

实际液体具有黏性,流动时为了克服阻力就要消耗一部分能量,这种能量损失就是实际伯努利方程中的  $h_w$  项,见式(2-22)。在液压传动中,能量损失主要表现为压力损失,压力损失可分为沿程压力损失和局部压力损失。

油液沿等直径直管流动时所产生的压力损失,称为沿程压力损失。这类压力损失是由液体流动时的内、外摩擦力所引起的。它主要取决于管路的长度、内径、液体的流速和黏度等。液体的流态不同,沿程压力损失也不同。通过理论推导,液体流经等直径  $d$  的直管时,长度  $l$  段上的压力损失计算公式为

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-25)$$

式中  $d$  ——管道内径 (m);  
 $l$  ——直管长度 (m);  
 $v$  ——液体平均流速 (m/s);  
 $\rho$  ——液体密度 (kg/m<sup>3</sup>);  
 $\lambda$  ——沿程阻力系数。

液体在不同的流态下,沿程阻力系数  $\lambda$  不同。对于层流,只与  $Re$  的值有关,理论上  $\lambda = 64 / Re$ ,而在实际计算中,液压油在金属圆管中流动时,常取  $\lambda = 75 / Re$ ;在橡胶软管中流动时,取  $\lambda = 80 / Re$ 。紊流时,  $\lambda$  不仅与  $Re$  的值有关,而且还与管壁的相对表面粗糙度(管径  $d$  与管子内壁的平均绝对表面粗糙度  $Ra$  的比值,即  $Ra/d$ ) 相关。在计算时,用试验的方法确定沿程阻力系数  $\lambda$ 。

由式(2-25)可知,液体在直圆通道内层流时,其沿程压力损失与液体动力黏度、通道长度和液流速度成正比,与通道内径成反比。可见,通道内径是沿程压力损失最重要的影响因素( $d$  增大可使  $\Delta p_\lambda$  减小;同时  $d$  增大还会使  $v$  减小,而进一步使  $\Delta p_\lambda$  减小)。

### 2.4.3 液体流动中的局部损失

液体流经局部障碍(如弯头、接头、管道截面突然扩大或收缩)时,由于液流方向和速度的突然变化,在局部形成旋涡引起液体质点间及质点与固体壁面间相互碰撞和剧烈摩擦而产生的压力损失,称为局部压力损失。局部压力损失的计算公式为

$$\Delta p_\zeta = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-26)$$

式中  $\zeta$  ——局部阻力系数,其值仅在液流流经突然扩大的截面时可以用理论推导方法求得,其他情况均需通过实验来确定;

$v$ ——液体的平均流速，一般情况下指局部阻力下流体的流速。  
液体流过各种液压阀的局部压力损失  $\Delta p_\zeta$  常用下列经验公式计算：

$$\Delta p_\zeta = \Delta p_s \left( \frac{Q}{Q_s} \right)^2$$

式中  $Q_s$ ——阀的额定流量；

$\Delta p_s$ ——阀在额定流量下的压力损失（在液压阀的手册中可查到）；

$Q$ ——通过阀的实际流量。

液压系统中总压力损失等于所有沿程压力损失和所有局部压力损失之和。管路中的压力损失将耗费能量并转化为热能，使系统温度升高，不利于系统正常工作。在设计管路时应尽量减小压力损失，布置管路时尽可能缩短管路长度，加大管路直径，选用等直径管路，降低管壁的表面粗糙度等级，减少管路弯曲及截面的突然变化，采用较低流速，以提高系统效率。

### 2.4.4 管路系统中的总压力损失和压力效率

管路系统中的总压力损失等于所有元件的压力损失及所有沿程损失和所有局部损失之和，即

$$\sum \Delta p = \sum \left( \frac{Q}{Q_n} \right)^2 \Delta p_n + \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-27)$$

需要指出，应用式（2-27）计算总损失时，只有相邻两局部损失之间大于管子直径的10~20倍时才成立。否则前一个局部阻力的干扰还没有稳定下来就经历下一个局部阻力，它所受的扰动更为严重，因而使用上式算出的压力损失会有较大的误差。

考虑到存在压力损失，液压泵的工作压力  $p_p$  应比执行元件克服外载荷的工作压力  $p$  高，即

$$p_p = p + \sum \Delta p$$

所以系统的压力效率为

$$\eta_p = \frac{p}{p_p} \times 100\% \quad (2-28)$$

液压系统的压力损失不仅损耗功率，而且还使系统发热，从而影响系统的工作性能。一方面，为了降低压力损失，管路的流速应尽量低；但另一方面，为了减轻管路的结构重量又要考虑流速不要过低，液压系统设计时应综合考虑这两方面。根据设计经验，行走机械的液压传动常取下列流速范围：

压力管路： $v = 3 \sim 6 \text{ m/s}$ ；

回油管路： $v \leq 3 \sim 6 \text{ m/s}$ ；

吸油管路： $v = 0.5 \sim 1.5 \text{ m/s}$ ；

阀口流速： $v = 5 \sim 8 \text{ m/s}$ 。

## 2.5 液体在小孔和缝隙中的流动

### 2.5.1 液体在小孔中的流动

在液压传动系统中常遇到油液流经小孔或间隙的情况，例如节流调速中的节流小孔，液压元件相对运动表面间的各种间隙。研究液体流经这些小孔和间隙的流量压力特性，对于分析元件和系统的工作性能都是非常必要的。

液体流经小孔时可以根据孔长度  $l$  与孔径  $d$  的比值分为三种情况：当小孔的通流长度  $l$  与孔径  $d$  之比  $l/d \leq 0.5$  时称为薄壁孔；当小孔的通流长度  $l$  与孔径  $d$  之比  $l/d > 4$  时称为细长孔；介于薄壁孔和细长孔之间的称为中短孔。在液压传动中一般要用到薄壁孔和细长孔。

#### 1. 液体流经薄壁小孔的流量

如图 2-12 所示，液体质点流经薄壁小孔时突然加速，在惯性力的作用下，通过小孔后的液流形成一个收缩截面，然后再扩散，这一过程造成能量损失，收缩截面的面积和小孔的面积之比称为收缩系数，即

$$C_c = \frac{A_0}{A}$$

收缩系数取决于雷诺数、孔口及其边缘形状、孔口距离管道侧壁的距离等因素。当管道直径  $D$  和小孔直径  $d$  的比值  $D/d > 7$  时，收缩作用不受管子侧壁的影响，此时称为完全收缩。

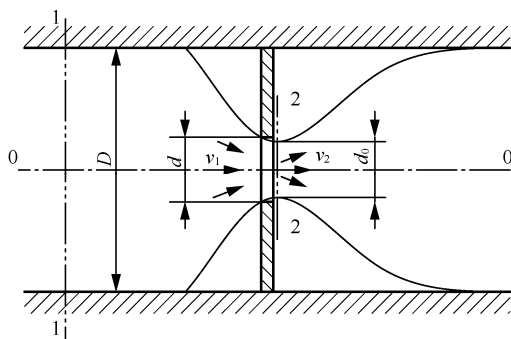


图 2-12 薄壁孔口示意

取缓变流段断面 1—1 和 2—2，选择 0—0 为零势面，则有伯努利方程

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{1}{2g} \alpha_1 v_1^2 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{1}{2g} \alpha_2 v_2^2 + h_w$$

式中  $z_1 = z_2 = 0$ ，取  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ ，由于  $D \gg d$ ，故  $v_1 \ll v_2$ ， $v_1$  可以忽略不计。此外，式中的  $h_w$  部分主要是局部压力损失，由于 2—2 通流截面取在最小收缩截面处，所以，它只有管道突然收缩而引起的压力损失。

$$h_w = h_\zeta = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$$

将上式代入伯努利方程中，并令  $\Delta p = p_1 - p_2$ ，则液体流经薄壁小孔的平均速度  $v_2$  为

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

令  $C_v = 1/\sqrt{1+\zeta}$ ，为小孔流速系数，由于  $v_2$  是最小收缩截面上的平均速度，设最小通流截面的面积为  $A_0$ ，与小孔通流截面  $A$  的比值为  $C_c = A_0/A$ ，则流经小孔的流量为

$$Q = A_0 v_2 = C_v C_c A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = K_1 A \sqrt{\Delta p} \quad (2-29)$$

式中  $C_d = C_v C_c$  为流量系数， $\Delta p$  为小孔流速系数，系数  $K_1 = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ， $C_v = 0.97 \sim 0.98$ ， $C_c = 0.61 \sim 0.63$ ，完全收缩时， $C_d \approx 0.61 \sim 0.62$ ，当不完全收缩时  $C_d \approx 0.7 \sim 0.8$ 。

## 2. 液体流经细长孔的流量

液体流经细长小孔时，一般都是层流状态，所以可直接应用直管流量公式，即

$$Q = \frac{d^2}{32\mu l} \Delta p = K_2 A \Delta p \quad (2-30)$$

综合薄壁孔和细长孔的流量特性，可以写成通用公式，即

$$Q = KA(\Delta p)^m \quad (2-31)$$

式中  $K$ ——系数；

$m$ ——指数， $0.5 \leq m \leq 1$ ，当小孔为薄壁孔时  $m = 0.5$ ，当小孔为细长孔时  $m = 1$ ；

$A$ ——小孔的面积（ $\text{m}^2$ ）；

$\Delta p$ ——小孔前后的压差（Pa）；

$Q$ ——通过小孔的流量（ $\text{m}^3/\text{s}$ ）。

## 2.5.2 液体在缝隙中的流动

液压元件内各零件间有相对运动时，必须有适当间隙。间隙过大，会造成泄漏；间隙过小，会使零件卡死。液压油从系统中泄漏到大气中称为外泄漏，如果从压力较高的地方泄漏到系统内压力较低的地方称为内泄漏。内泄漏的损失转换为热能，使油温升高，外泄漏污染环境，两者均影响系统的性能与效率，因此，研究液体流经间隙的泄漏量、压差与间隙量之间的关系，对提高元件性能及保证系统正常工作是必要的。间隙中的流动一般为层流，一种是压差造成的流动称为压差流动，一种是相对运动造成的流动称为剪切流动，还有一种是在压差与剪切同时作用下的流动。

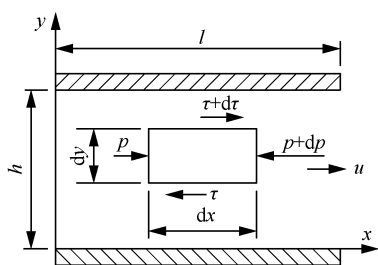


图 2-13 平行平板间隙流动示意

### 1. 平行平板间隙流

#### 1) 平行平板间隙压差流

压差流就是在压力差的作用下液体流过间隙。设有两个固定平行平板构成的间隙，间隙长度为  $l$ ，宽度为  $b$ ，高度为  $h$ ，且  $l \gg h$ ， $b \gg h$ ，间隙入口的压力为  $p_1$ ，出口的压力为  $p_2$ ，如图 2-13 所示。

在间隙中取一单元体，单元体的长度为  $dx$ ，高度为  $dy$ ，宽度为  $b$ ，并设单元体左断面的压力为  $p$ ，右断面

的压力为  $p + dp$ ，下表面的剪应力为  $\tau$ ，上表面的剪应力为  $\tau + d\tau$ ，由单元体的受力平衡方程得

$$pbdy - (p + dp)b dy - \tau b dx + (\tau + d\tau)b dy = 0$$

经整理并将  $\tau = \mu du / dy$  代入后有

$$\frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}$$

因两个平板平行，所以通流面的面积不变，平均速度不变，层流的沿程损失和长度成正比，故  $dp / dx = -\Delta p / l$ ，上式可以写成

$$\frac{d^2 u}{dy^2} = -\frac{1}{\mu} \frac{\Delta p}{l}$$

两次积分并代入边界条件（ $y = 0, u = 0; y = h, u = 0$ ）可得

$$u = \frac{\Delta p}{2\mu l} (h - y)y$$

缝隙的流量为

$$Q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (2-32)$$

式（2-32）说明，泄漏流量影响最大的因素是缝隙的高度，因此，在保证要求的最小间隙情况下，间隙越小越好，这就对零件的尺寸精度提出了比较高的要求。

## 2) 平行平板间隙剪切流

如图 2-14 所示，两平行平面间隙间充满液体，平板两端无压差（ $p_1 = p_2$ ）。两平板之间有相对运动（设下平板不动，上平板以速度  $u$  沿  $x$  正向运动）。

在运动时，由于液体存在黏性，缝隙中的液体也会流动，这种流动称为剪切流动。在平行平面间隙中剪切流动的流量公式为

$$Q = \frac{bh}{2} u$$

当有压差和剪切联合作用时，将两种情况的流量进行叠加即可，即

$$Q = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{1}{2} ubh \quad (2-33)$$

当长平板相对于短平板的运动方向和压差流动方向一致时，取“+”号；反之取“-”号。

## 2. 环形缝隙

### 1) 同心环形缝隙的压差流

如图 2-15 所示为同心环形间隙流动，当  $h / r \ll 1$  时，可以将环形间隙间的流动近似地看做是平行平板间隙间的流动，将  $b = \pi d$  代入式（2-32）可得同心环形缝隙流动的公式，即

$$Q = \frac{\pi d h^3}{12\mu l} \Delta p \quad (2-34)$$

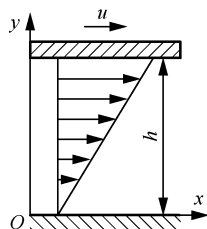


图 2-14 平行平面间隙剪切流动示意图

## 2) 偏心环形缝隙的压差流

实际上两个圆柱面形成的间隙常有一定的偏心, 如图 2-16 所示。

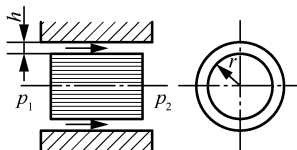


图 2-15 同心环形缝隙流动示意

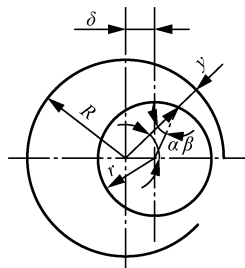


图 2-16 偏心环形缝隙流动示意图

由图中几何关系可知

$$y = R - r \cos \beta - e \cos \alpha \approx R - r - e \cos \alpha = h - e \cos \alpha = h(1 - \varepsilon \cos \alpha)$$

在  $d\alpha$  微小角度范围内, 可以看成平行平板间隙流动, 则有

$$dQ = \frac{\Delta p}{12\mu l} y^3 R d\alpha = \frac{\Delta p}{12\mu l} h^3 (1 - \varepsilon \cos \alpha) R d\alpha$$

对上式从 0 到  $\pi$  积分可得

$$Q = \frac{\pi d h^3}{12\mu l} \Delta p (1 + 1.5 \varepsilon^2) \quad (2-35)$$

式 (2-35) 说明当  $\varepsilon = e/h = 0$  时即为同心流动流量公式, 当  $\varepsilon = 1$  时完全偏心, 完全偏心时的流量为同心时的 2.5 倍。为减小环形间隙的泄漏流量, 就要对零件的位置精度提出了比较高的要求。

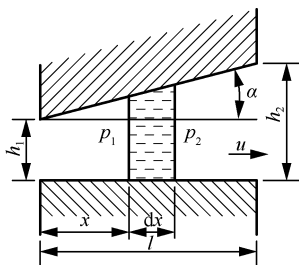


图 2-17 不平行平板缝隙流动

## 3) 不平行平板缝隙流动

不平行平板缝隙也称做楔形缝隙, 如图 2-17 所示。

设不平行平板缝隙入口高度为  $h_1$ , 出口高度为  $h_2$ , 长度为  $l$ , 入口压力为  $p_1$ , 出口压力为  $p_2$ , 当取微小长度  $dx$  时, 可以看成平行平板间隙, 仍然可以利用式 (2-32), 将长度  $l$  换为  $dx$ , 将压力差  $\Delta p$  换为  $-dp$ ,

$$dp = -\frac{12\mu Q}{bh^3} dx = -\frac{12\mu Q}{b(h_1 + \frac{h_2 - h_1}{l} x)^3} dx \quad (2-36)$$

(1) 流量公式。对上式取定积分,  $x$  值从 0 到  $l$ ,  $p$  值从  $p_1$  到  $p_2$ , 并将积分结果设为  $\Delta p = p_1 - p_2$ , 可得

$$Q = \frac{bh_1^2 h_2^2}{6\mu l (h_1 + h_2)} \Delta p \quad (2-37)$$

(2) 压力分布。对式 (2-37) 取不定积分, 即

$$p(x) = -\frac{6\mu Q}{b(h_2 - h_1)(h_1 + \frac{h_2 - h_1}{l} x)^2} + C \quad (2-38)$$

由此可知,  $p(x)$  为非线性函数, 其图形为曲线。

(3) 影响  $p(x)$  非线性的因素。为了分析  $p(x)$  曲线的非线性程度, 需要求出反映凹向和

曲率的二阶导数。

$$p''(x) = \frac{36\mu Q}{bl \left( h_1 + \frac{h_2 - h_1}{l} x \right)^4}$$

为便于分析，这里定义楔角为

$$\alpha = \arctan \frac{h_2 - h_1}{l}$$

当间隙小口进油时， $h_1 < h_2$ ， $\alpha > 0$ ；当间隙大口进油时， $h_1 > h_2$ ， $\alpha < 0$ 。这样压力分布曲线的二阶导数可表示为

$$p''(x) = \frac{36\mu Q \tan \alpha}{b(h_1 + x \tan \alpha)^4}$$

由于 $\alpha$ 角很小，故上式可以写成

$$p''(x) = \frac{36\mu Q \tan \alpha}{b} \frac{1}{h_1^4} \quad (2-39)$$

由式(2-39)可知，当 $\alpha > 0$ 时， $p''(x) > 0$ ， $p(x)$ 为凹函数；当 $\alpha < 0$ 时， $p''(x) < 0$ ， $p(x)$ 为凸函数。同时， $p''(x)$ 和 $h_1^4$ 成反比，说明间隙的入口高度越小， $p(x)$ 曲线弯曲得越厉害，反之亦然。

可见，楔角的正负决定了 $p(x)$ 函数的凹凸，间隙的入口高度大小决定了 $p(x)$ 弯曲程度。

## 2.6 液压卡紧问题

### 2.6.1 液压卡紧的概念

液压阀芯特别是换向阀阀芯在工作一段时间后，容易出现阀芯不动作的故障，这就是卡紧现象，这种故障发生的频率较高，使得液压系统不能正常工作。对生产影响很大。例如换向滑阀，按理只需克服很小的摩擦力就可移动，但有时需要几百牛顿的力才能移动。

### 2.6.2 液压卡紧现象的原因分析

(1) 阀芯因加工误差而带有倒锥（锥体大端朝向高压腔），在阀芯与阀孔中心线平行且不重合时，阀芯受到径向不平衡力的作用，使阀芯和阀孔的偏心矩越来越大，直到两者表面接触而发生卡紧现象。此时，径向不平衡力达到最大值。

液压阀芯卡紧示意如图2-18所示，图2-18(a)中阀芯几何形状没有误差，阀芯与阀套轴线平行，这时阀芯上部与下部受力相同，阀芯所受径向力为零；图2-18(b)中阀芯几何形状为倒锥形式，阀芯与阀套轴线平行但不重合，阀芯轴线偏上，这时阀芯上部受力与下部受力不同，阀芯所受径向合力向上，阀芯向上移动，直到阀芯与阀套接触，此时的径向力最大；图2-18(c)中阀芯几何形状为顺锥形式，阀芯与阀套轴线平行但不重合，阀芯轴线偏下，这时阀芯上部与下部受力不同，阀芯所受径向合力向下，阀芯向下移动，直到阀芯与阀套轴线重合，此时径向力为零。

(2) 阀芯无几何形状误差，但是由于装配误差使阀芯在阀孔中歪斜放置，或者污染物颗粒进入阀芯与阀孔配合的间隙，使阀芯在阀孔内偏心放置，将产生很大的径向不平衡力

及转矩。

(3) 在加工或工序间转移过程中, 将阀芯碰伤, 有局部凸起或毛刺。凸起部分背后的液压力将造成较大的压降, 产生一个使凸起部分压向阀孔的力矩, 将阀芯卡死在阀孔内。

(4) 设计时为防止径向不平衡力的产生, 在阀芯上开若干个环形槽, 以均衡阀芯受到的径向压力, 一般称为平衡槽。但在加工中有时环形槽与阀芯不同心; 或由于淬火变形, 造成磨削后环形槽深浅不一, 这样也会产生径向不平衡力导致液压卡紧。

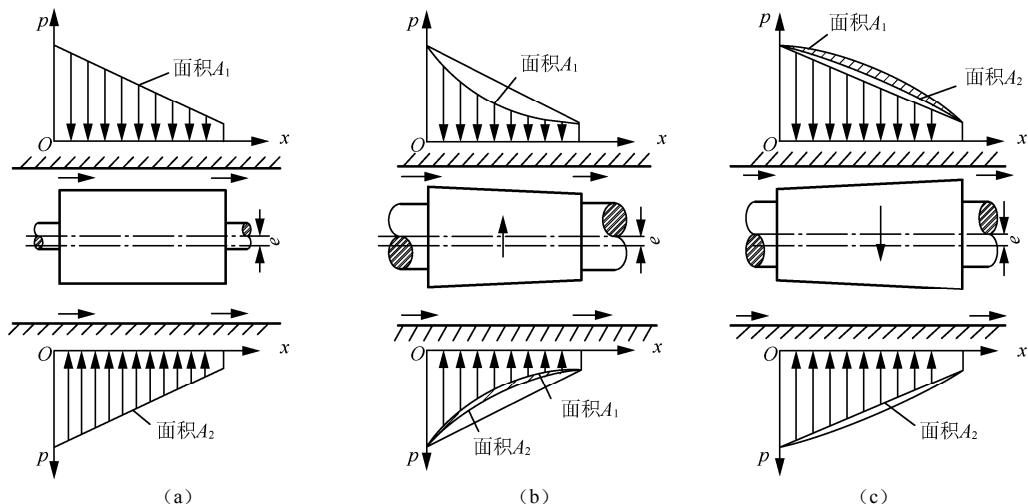


图 2-18 液压阀芯卡紧示意

### 2.6.3 解决液压卡进现象的措施

- (1) 提高阀芯和阀体孔的加工精度, 提高其形状精度和位置精度。
- (2) 在阀芯表面开几条位置恰当的均压槽, 且均压槽与阀芯外圆保证同心。
- (3) 采用锥形台肩, 台肩小端朝着高压区, 利于阀芯在阀孔内径向对中。
- (4) 有条件者使阀芯或阀体孔做轴向或圆周方向的高频小振幅振动。
- (5) 仔细清除阀芯凸肩及阀孔沉割槽尖边上的毛刺, 防止磕碰而弄伤阀芯外圆和阀体内孔。
- (6) 提高油液的清洁度。

## 2.7 液 压 冲 击

在液压系统中, 由于某种原因, 液体的压力会在瞬间急剧升降, 产生很高的压力峰值, 这种现象称为液压冲击。在水利学中叫做水击或水锤 (Water Hammer)。引起液压冲击的原因有多种, 例如阀门的突然关闭, 运动构件的突然停止运动, 载荷的突然施加等。液压冲击的压力峰值往往比工作压力高好几倍, 并伴随着振动和噪声。液压冲击常使元件或管路 (特别是高压软管) 损坏, 有时甚至会伤人。因此弄清液压冲击的本质, 正确估算出它的压力峰值并采取有效的措施是十分必要的。

在处理一般工程问题时不考虑液体的压缩性, 但在液压冲击中压力变化巨大, 压力波



在管道中传播将对系统产生显著的影响，因此处理液压冲击时则须考虑液体的压缩性，同时也要考虑管子的弹性膨胀变形。

### 2.7.1 阀门突然关闭引起液压冲击的物理过程

液压系统有各种各样的形式，为了说明液压冲击的原理，可以将系统抽象成一个简单的物理模型，这个模型包括容器、管子和阀门，如图 2-19 所示。

设阀门  $K$  处于打开状态时，管内的液体近似为稳定流动，流速为  $v$ ，管内的工作压力为  $p$ ，在某一瞬间当阀门突然关闭时，靠近阀门的厚度为  $\Delta l$  的一层液体首先停止运动，其动能转换为压力能，压力升高  $\Delta p$ 。由于  $\Delta p$  很大，故  $\Delta l$  层液体被压缩，密度增加；紧接着相邻的一层液体碰到停止不动的第一层液体时，也像碰到完全关闭的阀门一样，速度立即变为零，动能转换为压力能，这样将阀门关闭的影响从阀门向容器方向传播。从紧挨阀门的第一层开始，管中的油液将一层一层地逐层停止运动，油液的动能将一层一层地逐层转换为压力能。等到管内的液体全部停止运动时，油液的动能全部转换为压力能，压力达到最高峰值。在管内的液体全部停止运动、压力达到最高峰值后，管内的压力比容器内的压力要高，此时显然不是平衡状态。在压力的作用下，管内的液体开始一层一层地逐层流回容器，压力能逐渐转换为动能，管内压力逐渐释放，等到压力能全部转换为动能时管内的压力降到最低点。此时由于管内压力比容器内压力低，容器内的液体又开始向管内流动，进入下一个过程。如果没有能量损失，这个过程将会一致重复下去。但实际的液压系统冲击过程都是有阻尼的，经过若干周期后就会停下来。

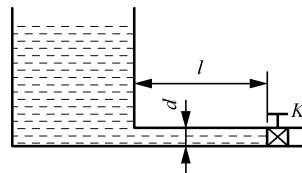


图 2-19 液压冲击示意

### 2.7.2 液压冲击压力的计算

由前面分析可知液压冲击是一个衰减振荡过程，因而压力冲击计算就是计算第一个压力峰值，按照儒可夫斯基提出的方法，采用动量定理来计算。

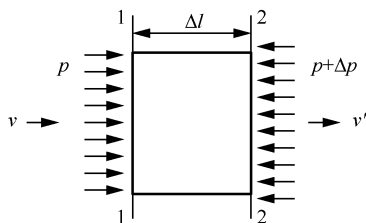


图 2-20 液体单元体冲击示意

设管子长度为  $l$ ，通流面积为  $A$ ，管子中的压力为  $p$ ，速度为  $v$ ，在某一瞬间突然关闭小阀门，管子出口的速度变为  $v'$ ，从管子中取一个液体单元体进行研究，如图 2-20 所示。设单元体左断面左边的速度为  $v$ ，压力为  $p$ ，管子的断面面积为  $A$ ，冲击发生后右断面液体的速度变为  $v'$ ，压力为  $p + \Delta p$ ，由于管子膨胀面积变为  $A + \Delta A$ ，并设压力波经过时间  $\Delta t$  后从 1—1 断面到达

2—2 断面，则液体单元体原有的动量为

$$(mv)_1 = \rho A \Delta l v$$

冲击波通过后，动量变为

$$(mv)_2 = (\rho + \Delta \rho)(A + \Delta A)[\Delta l + \Delta(\Delta l)]v' \approx (\rho + \Delta \rho)(A + \Delta A)\Delta l v'$$

略去二阶微量得

$$(mv)_2 \approx \rho A \Delta l v'$$

作用在单元体的和外力为

$$\begin{aligned}\sum F &= pA - (p + \Delta p)(A + \Delta A) \\ &= pA - (pA + p\Delta A + \Delta pA + \Delta p\Delta A) \\ &= -p\Delta A - \Delta pA - \Delta p\Delta A\end{aligned}$$

由于  $p\Delta A \ll \Delta pA$ ,  $\Delta p\Delta A \ll \Delta pA$ , 故有

$$\sum F = -\Delta pA$$

代入动量定理可得

$$\Delta p = \rho \frac{\Delta l}{\Delta t} (v - v') = \rho c (v - v') \quad (2-40)$$

式中  $c$  ——压力波的传播速度 ( $\text{m/s}$ )。

$\Delta p$  ——液压冲击中的压力升高值 ( $\text{Pa}$ )。

显然, 将阀门彻底关死时,  $v' = 0$ , 冲击压力达到最大值。

### 2.7.3 减轻液压冲击的措施

为了减轻液压冲击, 一般采用以下措施: 慢开闭阀门, 尽量延长换向时间; 置蓄能器吸收压力冲击; 置过载阀和缓冲阀; 用橡胶软管。

## 2.8 空穴与气蚀现象

### 2.8.1 空气分离压

油液中含有一定量的空气, 在标准大气压下, 油液中溶解 5%~6% 体积的空气, 油液能溶解的空气量和绝对压力成正比。在大气压力作用下溶解于油液中的空气, 当压力低于大气压时就成为过饱和状态, 在一定温度下, 当压力降到某一数值时, 油液中过饱和的空气将从油液中分离出来形成气泡, 这一压力值就成为该温度下的空气分离压。

### 2.8.2 饱和蒸汽压

液压油的气液状态是由温度和压力决定的, 在一定压力下, 升温可以使油液变成气态; 同样, 在一定温度下, 降低压力也可以使油液变为气态。当油液低于某一压力时, 油液迅速气化, 产生大量蒸汽, 这个压力就称为饱和蒸汽压, 也称为气化压。

### 2.8.3 空穴现象

#### 1. 空穴现象产生的原因

在流动的液体中, 由于压力的降低, 使溶解于液体中的空气分离出来 (压力低于空气分离压) 或使液体本身汽化 (压力低于饱和蒸汽压), 而产生大量气泡的现象, 称为空穴现象。

空穴多发生在阀口和液压泵的进口处。由于阀口的通道狭窄, 液流的速度增大, 压力则下降, 容易产生空穴; 当泵的安装高度过高, 吸油管直径太小, 吸油管阻力太大或泵的转速过高, 都会造成进口处真空度过大, 而产生空穴。此外, 惯性大的油缸和马达突然停

止或换向时，也会产生空穴（见液压冲击）。

## 2. 空穴现象的危害

降低油的润滑性能；使油的压缩性增大（使液压系统的容积效率降低）；破坏压力平衡引起强烈的振动和噪声；加速油的氧化；产生“气蚀”和“气塞”现象。

（1）气蚀。溶解于油中的气泡随液流进入高压区后急剧破灭，高速冲向气泡中心的高压油互相撞击，动能转化为压力能和热能，产生局部高温高压。如果发生在金属表面上，将加速金属的氧化腐蚀，使镀层脱落，形成麻坑，这种由于空穴引起的损坏，称为气蚀。

（2）气塞。溶解于油液中的气泡分离出来以后，互相聚合，体积膨大，形成具有相当体积的气泡，引起流量的不连续。当气泡达到管道最高点时，会造成断流。这种现象称为气塞。

## 3. 减少空穴现象的措施

空穴现象的产生，对液压系统是非常不利的，必须加以防止。一般采取如下一些措施：

（1）减小阀孔或其他元件通道前后的压力降，一般使压力比  $p_1 / p_2 < 3$ 。

（2）尽量降低液压泵的吸油高度，采用内径较大的吸油管并少用弯头，吸油管端的过滤器容量要大，以减少管道阻力。必要时可采用辅助泵供油。

（3）各元件的连接处要密封可靠，防止空气进入。

（4）对容易产生气蚀的元件，如泵的配油盘等，要采用抗腐能力强的金属材料，增强元件的机械强度。

要计算产生空穴的可能程度，要规定判别允许的和不允许的空穴界限。到目前为止，还没有判别空穴界限的通用标准。例如，对油泵吸油口的空穴、油缸和油马达中的空穴、压力脉动所引起的空穴，都有各自的专用判别系数，在此就不讨论了。

### 2.8.4 气蚀现象

溶解于油中的气泡随液流进入高压区后急剧破灭，高速冲向气泡中心的高压油互相撞击，动能转化为压力能和热能，产生局部高温高压。如果发生在金属表面上，将加速金属的氧化腐蚀，使镀层脱落，形成麻坑，这种由于空穴引起的损坏，称为气蚀。

## 本章小结

在液压传动中，油液认为是不可压缩的。液压油的黏性可用黏度来表示。静止液体在不同情况下的压力分布以及压力常用的两种表示方法：相对压力和绝对压力。两种研究经典流体力学的方法：拉格朗日和欧拉法。连续性方程、伯努利方程和动量方程是液体流动规律的三大方程。流体在管道内流动存在沿程压力损失和局部压力损失，系统的总压力损失等于所有沿程压力损失与所有局部压力损失之和。流经小孔和缝隙的液体其流量的计算。液压冲击压力的计算以及如何减轻对系统元器件的影响。空穴和气蚀产生的原因及防治。

## 思考与练习

- 2-1 动力黏度、运动黏度及相对黏度的含义是什么？  
 2-2 液压油黏度过高、过低会有什么不良的影响？  
 2-3 什么是压力？压力有哪几种表示方法？  
 2-4 液体的压力有哪些特性？  
 2-5 什么是拉格朗日法？拉格朗日法与欧拉法的区别？  
 2-6 连续性方程的本质是什么？它的物理意义是什么？  
 2-7 说明伯努利方程的物理意义，并指出理想液体的伯努利方程和实际液体的伯努利方程有什么区别。

2-8 管路中的压力损失有哪几种？它们有什么区别？

2-9 潜水员在海深 200m 处工作，若海水密度  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ，问潜水员身体受到的静压力是多少？

2-10 一个可移动平板相距另一固定平板 0.6mm，两板间充满液体，若可动平板在每平方米为 4N 的力作用下以 0.4m/s 的速度移动。求该液体的黏度。

2-11 如图 2-21 所示，一个活塞浸在液体中，其直径为  $d$ 、重力为  $G$ ，并在外力  $F$  的作用下处于静止状态。若液体的密度为  $\rho$ ，活塞浸入的深度为  $h$ 。求液体在侧压管内的上升高度  $H$ 。

2-12 如图 2-22 所示，齿轮泵从油箱吸油。如果齿轮泵安装在油面之上  $h = 0.6 \text{ m}$  处，泵的流量为  $18 \text{ L/min}$ ，吸油管内径  $d = 20 \text{ mm}$ ，设滤网及吸油管道内总的压降为  $2.6 \times 10^4 \text{ Pa}$ ，油的密度为  $900 \text{ kg/m}^3$ 。求泵吸油时泵腔压降  $\Delta p$ 。

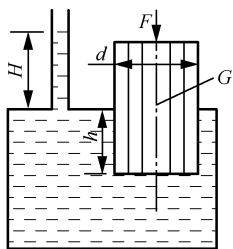


图 2-21 习题 11

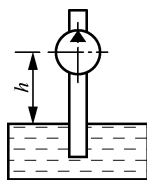


图 2-22 习题 12

2-13 如图 2-23 所示，液压泵的吸油高度  $H$ 。已知吸油管内径  $d = 50 \text{ mm}$ ，泵的流量  $Q = 140 \text{ L/min}$ ，泵入口处的真空度为  $2 \times 10^4 \text{ Pa}$ ，油液的运动黏度  $\nu = 0.34 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ ，密度  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ，弯头处的局部阻力系数  $\zeta = 0.5$ ，沿程压力损失忽略不计，求液压泵的吸油高度  $H$ 。

2-14 如图 2-24 所示的柱塞直径  $d = 20 \text{ mm}$ ，缸套的直径  $D = 24 \text{ mm}$ ；液面到缸套顶部的高度  $h = 74 \text{ mm}$ ，柱塞在力  $F = 40 \text{ N}$  的作用下往下运动。若柱塞与缸套同心，油液的动力黏度  $\mu = 0.784 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。求柱塞下落 0.2m 所需时间。

2-15 如图 2-25 所示，油管水平放置，截面 1—1、2—2 处的内径分别为  $d_1 = 10 \text{ mm}$ ，

$d_2 = 36\text{mm}$ ，在管内流动的油液密度  $\rho = 900\text{kg/m}^3$ ，运动黏度  $\nu = 18\text{mm}^2/\text{s}$ 。若不计油液流动的能量损失，试问：

- (1) 截面 1—1 和 2—2 哪一处压力较高？为什么？
- (2) 若管内通过的流量  $Q = 30\text{L/min}$ ，求两截面间的压力差  $\Delta p$ 。

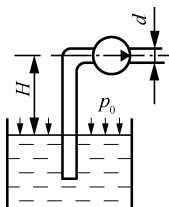


图 2-23 习题 13

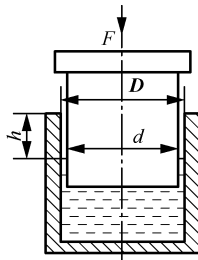


图 2-24 习题 14

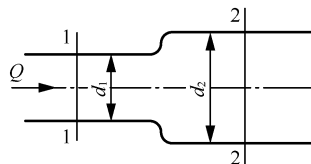


图 2-25 习题 15

## 第 3 章 液压泵和液压马达



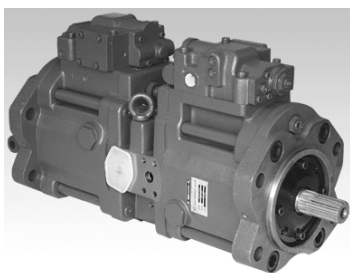
### 教学要求

通过本章学习，掌握常用液压泵、液压马达的选用。

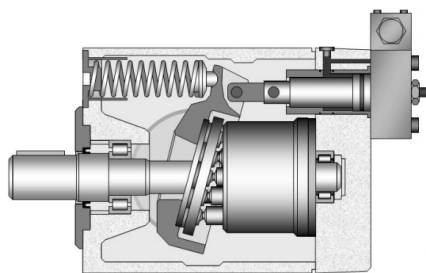
### 引 例

通过第 1 章的学习，我们了解到液压系统工作的本质过程是，先将机械能转换成液体的压力能以方便能量传递，再将液体的压力能转换成机械能而做功。那么实现第一次能量转换的装置就称为液压泵。例图 3-1 所示是挖掘机用的液压泵实物图，例图 3-2 所示是轴向柱塞泵简化结构图，液压泵在电动机的驱动下可将输入的机械能转化为液体的压力能。

实现第二次能量转换的装置有液压马达和液压缸，本章仅对液压马达进行介绍，例图 3-3 所示是瑞士 BUCHER 液压马达，例图 3-4 所示是液压马达的内部结构图，液压马达可将输入的液体压力能转换成旋转的机械能。由此可见，若用管道将液压泵的输出口与液压马达的输入口连接起来，就能实现液压系统的本质过程。



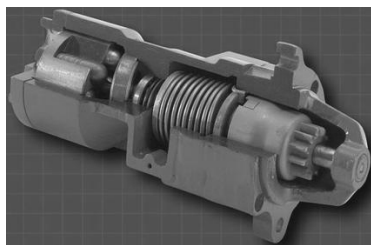
例图 3-1 挖掘机用的液压泵实物



例图 3-2 轴向柱塞泵简化结构



例图 3-3 瑞士 BUCHER 液压马达



例图 3-4 液压马达的内部结构

## 3.1 概 述

液压泵和液压马达都是能量转换装置。液压泵是将原动机的机械能转换成工作液体的压力能，是液压系统中的动力元件；液压马达则将液体的压力能转换为旋转形式的机械能、从而拖动负载做功，是液压系统中的执行元件。液压泵和液压马达都是靠密封工作容积的变化进行工作的。理论上所有液压泵都可作为液压马达使用，但是许多液压泵为了提高性能，在结构上采取了一些措施，限制了它的可逆性。

### 3.1.1 工作原理

如图 3-1 所示为单缸柱塞泵的工作原理。该泵由缸体 1、偏心轮 2、柱塞 3、弹簧 4、吸油阀 5 和排油阀 6 组成。缸体 1 固定不动；柱塞 3 和柱塞孔之间有良好的密封，而且可以在柱塞孔中作轴向运动；弹簧 4 使柱塞总是顶在偏心轮 2 上。吸油阀 5 的下端（即液压泵的进口）与油箱相通，上端与缸体内的柱塞孔相通。排油阀 6 的下端也与缸体内的柱塞孔相通，上端（即液压泵的出口）与工作油路相连。当柱塞处于偏心轮的右死点  $B$  位置时，柱塞底部的密封容积最小；当偏心轮按图示方向旋转时，柱塞不断外伸，密封容积不断扩大，形成真空，油箱中的油液在大气压作用下，推开吸油阀内的钢球而进入密封容积，这就是泵的吸油过程，在此过程中排油阀 6 内的钢球在弹簧作用下将出口关闭；当偏心轮转至左死点  $A$  与柱塞接触时，柱塞伸出缸体最长，柱塞底部的密封容积最大，吸油过程结束。偏心轮继续旋转，柱塞不断内缩，密封容积不断缩小，其内油液受压，吸油阀关闭，排油阀打开，将油液排到工作油路中；当偏心轮再转至右死点  $B$  与柱塞接触时，柱塞底部密封容积最小，排油过程结束。若偏心轮连续不断地旋转，柱塞不断地往复运动，密封容积的大小交替变化，泵就不断地完成吸油和排油过程。

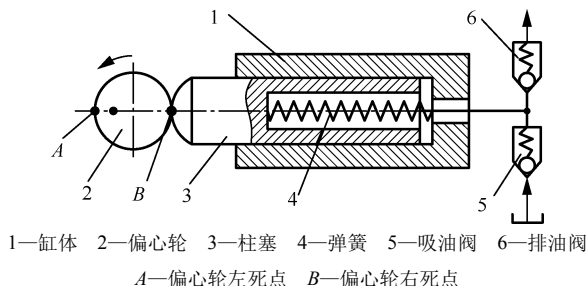
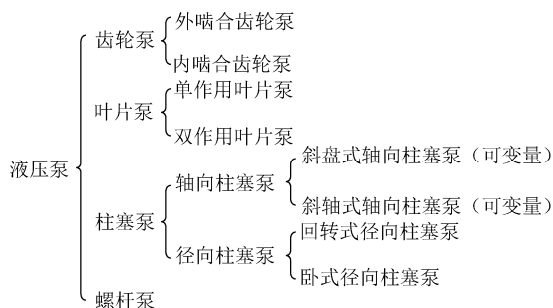


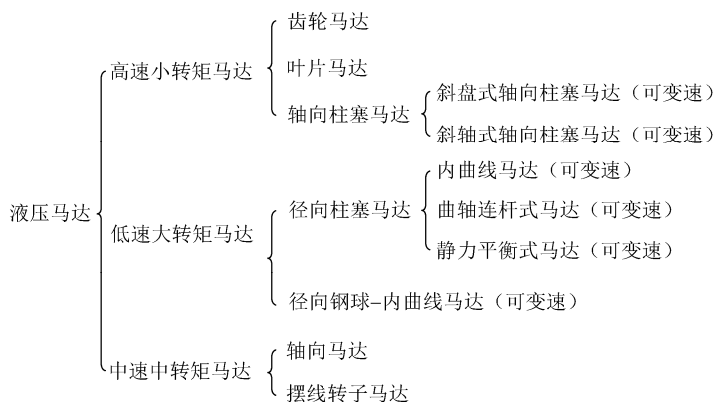
图 3-1 单缸柱塞泵的工作原理

### 3.1.2 液压泵、液压马达的分类

液压泵按结构形式分类如下：



液压马达按转速和结构形式分类如下：



液压泵和液压马达的职能符号见表 3-1。

表 3-1 液压泵和液压马达的职能符号（国家及 ISO 标准）

特 性 分类	单向定量	双向定量	单向变量	双向变量
液压泵				
液压马达				

### 3.1.3 液压泵和液压马达基本参数

#### 1. 液压泵

液压泵是输出液压能量的元件，压力  $p$  和流量  $Q$  是它的主要性能参数。

##### 1) 压力

(1) 工作压力：指泵实际工作时的压力，其大小取决于外载荷，最大值取决于安全阀。

(2) 额定压力：是指泵正常工作条件下（按试验标准规定、保证一定的容积效率和使用寿命条件下）连续运转允许的最高压力，额定压力是油泵（或马达）的一个重要指标参数。

(3) 最大压力：指泵在短时间内超载所允许承受的极限压力，它取决于泵的密封性能，而密封性能与泵的类型、密封材料及其具体结构有关，最大压力也是油泵或马达的一个指标参数。



## 2) 排量、流量

液压泵排量  $q$  ( $\text{m}^3/\text{r}$ ): 指泵每转一转密封工作容积的变化量 (即泵转动一转所排出的液体体积)。它只取决于泵的结构参数。

流量分为实际流量、理论流量和额定流量。实际流量是指单位时间内液压泵实际排出的液体的体积, 用  $Q$  表示。

$$Q = Q_t \eta_v \quad (3-1)$$

其中

$$Q_t = nq \quad (3-2)$$

式中  $Q_t$ ——理论流量, 指单位时间内, 由密封容腔几何尺寸变化而计算得到的排出的液体体积, 即无泄漏情况下单位时间内所能排出的液体体积;

$n$ ——液压泵的转速;

$q$ ——液压泵的排量;

$\eta_v$ ——液压泵的容积效率。

额定流量是指在正常工作条件下, 按试验标准必须保证的流量, 即在额定转速和额定压力下由泵输出的流量。因为泵存在内泄漏, 所以额定流量和理论流量是不同的。

## 3) 液压泵的功率和效率

### (1) 输入功率:

$$P_i = pQ / \eta \quad (3-3)$$

式中  $Q$ ——液压泵的输出流量;

$p$ ——液压泵的输出液压力;

$\eta$ ——液压泵的总效率。

### (2) 效率: 液压泵的总效率是输出的液压功率 $P_o$ 与输入功率 $P_i$ 之比:

$$\eta = P_o / P_i \quad (3-4)$$

液压泵的效率由两部分构成: 因内泄漏、气穴和油液在高压下的压缩造成流量上的损失是容积损失, 容积损失用容积效率  $\eta_v$  表征 (实际输出流量和理论流量比值); 因摩擦而造成转矩上的损失是机械损失, 机械损失用机械效率  $\eta_m$  表征 (理论转矩与实际输入转矩的比值)。

$$\eta = \eta_v \eta_m \quad (3-5)$$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - \Delta Q}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_t} \quad (3-6)$$

$$\eta_m = T_t / T \quad (3-7)$$

式中  $\Delta Q$ ——液压泵的泄漏量;

$T$ ——驱动液压泵的实际输入转矩;

$T_t$ ——驱动液压泵的理论转矩。

液压泵是由原动机驱动, 输入量是转矩和转速, 输出量是液体的压力和流量。假设能量在转换过程中无损失, 则输入给液压泵的机械能等于泵输出的液压能。

$$T_t W = pQ_t \quad (3-8)$$

$$W = 2\pi n \quad (3-9)$$

$$Q_t = nq \quad (3-10)$$

将式 (3-9)、式 (3-10) 代入式 (3-8) 可得

$$T_t = \frac{pq}{2\pi} \quad (3-11)$$

将式 (3-11) 代入式 (3-7), 可知液压泵的效率随负载压力的变化而变化, 其规律可用曲线表示, 并称此曲线为液压泵的特性曲线。如图 3-2 所示为 CB-L 型齿轮泵的特性曲线。

#### 4) 转速

(1) 额定转速: 保持液压泵在正常工作情况下 (额定压力下) 连续运转的最高转速。

(2) 最高转速: 在额定压力下, 超过额定转速而允许短暂运行的最高转速。

额定转速和最高转速也是液压泵的指标参数。液压泵正常工作条件是吸油腔要形成足够的真空度, 同时在吸油口处要保证不产生空穴现象, 使液体连续流动。为使吸油腔形成足够的真空度并保证一定的容积效率, 液压泵的转速不能太低。为保证液体连续流动、不产生空穴现象并保证液压泵的一定使用寿命, 泵的转速又不能太高, 因此要求液压齿轮泵转速为 300r/min~3000r/min, 国外可达 4000r/min。叶片泵转速为 600~2800r/min。轴向柱塞泵转速为 600~7500r/min。

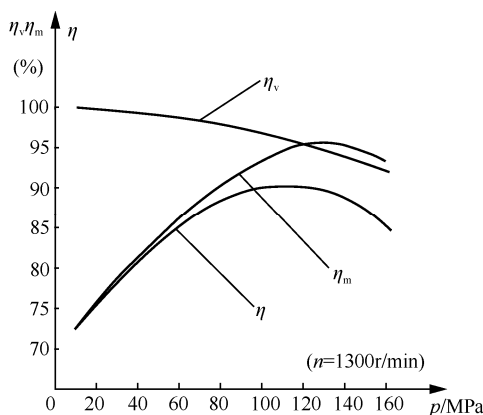


图 3-2 CB-L 型齿轮泵的特性曲线

#### 5) 自吸能力

液压泵的自吸能力是指泵在额定转速下, 从低于吸油口以下的开式油箱中自行吸油的能力。这种能力的大小, 常以吸油高度或真空度表示。吸油高度是从泵吸油口中心线到油箱液面的距离。

液压泵自吸能力的实质是在泵的吸油腔形成局部真空时, 油箱中的油液在大气压力作用下流入吸油腔的能力。液压泵吸油腔的真空度越大, 则自吸能力就越强, 但受气蚀条件的限制, 各种液压泵的自吸能力是不同的, 一般泵的吸油高度不超过 500mm, 有的泵则不能自吸。

## 2. 液压马达

液压马达输入的是压力和流量, 输出的是转矩  $T$  和转速  $n$ , 这是它的主要性能参数。

#### 1) 输出转矩

液压马达的理论转矩为

$$T_t = \frac{\Delta p q}{2\pi} \quad (3-12)$$

实际输出转矩可按下式计算

$$T_0 = T_i \eta_m = \frac{\Delta p q}{2\pi} \eta_m \quad (3-13)$$

式中  $\Delta p$  ——液压马达的进出口压差；

$q$  ——液压马达的排量 ( $\text{m}^3/\text{r}$ )。

## 2) 转速

液压马达在过高转速时，不仅要求有较高的背压，而且对系统还会造成压力脉动；在过低转速时，转矩和转速不仅有显著的不均匀，而且还会产生“爬行”现象，故液压马达常规定有最高转速和最低稳定转速。不同形式和排量的马达最高和最低稳定转速不同。

轴向式马达一般是高速马达（稳定转速在 500r/min 以上），径向式马达一般是低速大扭矩（转）矩马达，它有单作用和多作用之分，单作用马达最低稳定转速为 210r/min，内曲线多作用马达最低稳定转速为 0.2~0.5r/min。

马达的实际工作转速由式（3-14）计算：

$$n = \frac{Q \eta_v}{q} \quad (3-14)$$

式中  $Q$  ——液压马达入口处的实际流量；

$\eta_v$  ——液压马达的容积效率。

## 3) 功率和效率

液压马达输出的功率可用式（3-15）计算：

$$P_M = \Delta p Q \eta \quad (3-15)$$

式中  $\eta = \eta_m \eta_v$ ；

$\eta$  ——液压马达的总效率；

$\eta_v$ 、 $\eta_m$ 、 $\Delta p$ 、 $Q$  的符号意义同前。

# 3.2 齿 轮 泵

齿轮泵是液压系统中常用的液压泵，按啮合形式可分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵。

## 3.2.1 工作原理

CB—B 型齿轮泵是我国最基本最为典型的外啮合齿轮泵，该泵结构如图 3-3 所示。它由前盖 3、泵体 2、后盖 1、一对齿数相同的齿轮 7 和 9 组成。齿轮用平键被连接在主动轴 6 和从动轴 8 上，轴 6 和轴 8 由前盖 3 和后盖 1 上四只滚针轴承 10 来支承。圆锥定位销 12 将泵体与前、后盖定位，由六个螺钉（图中 13 为螺钉之一）紧定。为保证转动灵活，齿轮端面与泵盖间的轴向间隙为 0.025~0.06mm，齿顶与泵体内壁的径向间隙一般为 0.13~0.26mm，前盖 3 上压有套 4，其内孔中嵌装着密封圈 5，可防止输入轴 6 转动时油液向外甩出。

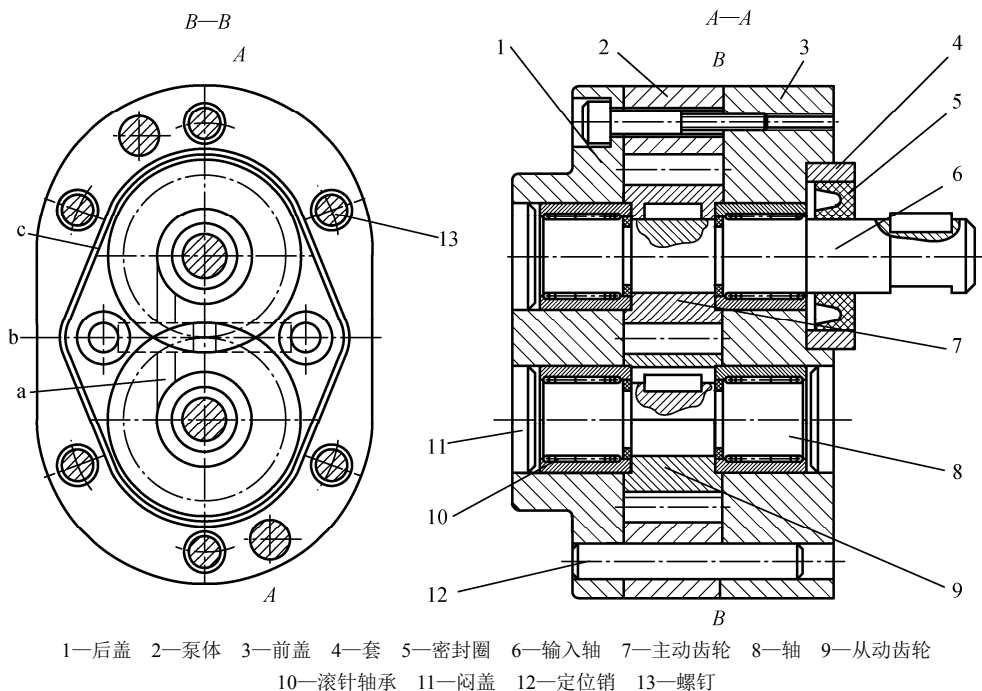


图 3-3 CB-B 型齿轮泵的结构

齿轮泵的工作原理如图 3-4 所示。啮合点（线）把齿面、泵体、端盖形成的密封空间分为  $d$ 、 $e$  两个腔，即齿轮泵的密封工作容积。若齿轮按图示方面旋转时，在  $d$  腔中啮合着的轮齿逐渐脱开而密封容积增大，形成局部真空，油液便在大气压力作用下通过吸油口进入  $d$  腔，此时左腔  $d$  为吸油腔。另一方面  $e$  腔轮齿逐渐进入啮合，密封工作腔容积不断减小，油液便被挤出，此时  $e$  腔为压油腔。吸油腔（低压腔）和压油腔（高压腔）由相互啮合的轮齿及泵体分隔开。

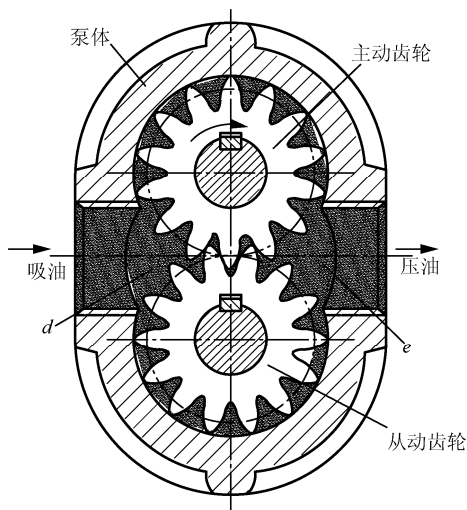


图 3-4 齿轮泵的工作原理

### 3.2.2 流量计算和流量脉动

外啮合齿轮泵排量的精确计算应依啮合原理进行。近似计算时可认为排量等于它的两个齿轮齿间槽容积之总和。设齿间槽的容积等于轮齿的体积，当齿轮齿数为  $Z$ 、节圆直径为  $D$ 、齿高为  $h$ 、模数为  $m$ 、齿宽为  $b$  时，泵的排量为

$$q = \pi D h b = 2\pi z m^2 b \quad (3-16)$$

考虑到齿间槽容积比齿轮的体积稍大些，所以通常取

$$q = 6.66 z m^2 b \quad (3-17)$$

齿轮泵的实际输出流量为

$$Q = 6.66 z m^2 b n \eta_v \quad (3-18)$$

式 (3-18) 所表示的  $Q$  是齿轮泵的平均流量, 实际上由于齿轮啮合过程中压油腔的容积变化不均匀, 因此齿轮泵的瞬时流量是脉动的, 设  $Q_{\max}$ 、 $Q_{\min}$  分别表示最大和最小瞬时流量, 流量脉动率  $\sigma$  可用式 (3-19) 表示。

$$\sigma = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q} \quad (3-19)$$

外啮合齿轮泵齿数越少, 脉动率 (不均匀系数) 就越大, 其值最高可达 20%, 内啮合齿轮泵的流量脉动率要小的多, 在几种容积式液压泵中它的脉动最大。

### 3.2.3 外啮合齿轮泵的结构特点和优缺点

#### 1. 困油

保证液压泵正常泵油的条件是高、低压腔不能直接相通。为此在齿轮泵中, 必须保证齿轮泵运转的任一时刻都要有一对以上的齿啮合, 即重合度  $\varepsilon > 1$ 。因为  $\varepsilon > 1$ , 在前一对轮齿还未脱开时, 后一对轮齿就已开始啮合, 即齿轮泵在运转过程中有两对轮齿同时啮合的情况。此时留在两对啮合齿间的液体既不与低压腔相通也不与高压腔相通, 称这两对啮合齿间所形成的封闭空间为“闭死容积”, 如图 3-5 所示。在齿轮泵的运转过程中, 闭死容积刚形成时最大, 见图 3-5 (a) 中 I 所示位置, 随着齿轮的旋转, 闭死容积逐渐减小, 直到图 3-5 (a) 中 II 所示位置, 两啮合点对称连心线, 这时闭死容积最小, 继续旋转则闭死容积增加, 直到如图 3-5 (a) 中 III 所示的位置, 闭死容积的变化规律如图 3-5 (b) 所示。闭死容积由大变小过程中, 被困的液体受挤压, 压力急剧升高, 使齿轮和轴承受受到很大的径向力, 并且液体从缝隙中强行挤出; 在闭死容积由小变大过程中, 形成局部真空, 使混在液体中的空气分离出来, 产生空穴现象。这种在闭死容积中造成油压急剧变化的现象称为困油现象。困油现象使泵工作时产生振动和噪声, 产生气穴, 并影响泵的工作平稳性和寿命。

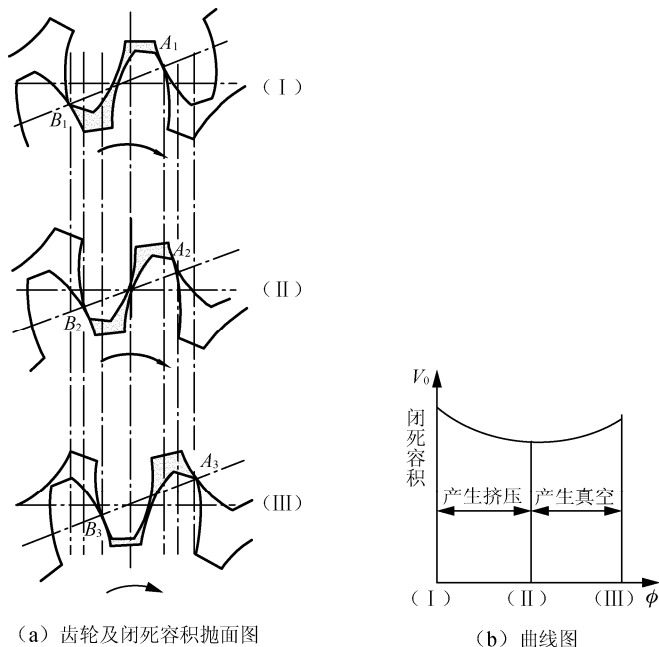


图 3-5 齿轮泵的闭死容积

由以上分析知, 闭死容积的存在是产生困油现象的条件, 而闭死容积的变化则是产生困油现象的原因。

在容积式液压泵中, 为保证液压泵正常泵油必然存在闭死容积。在齿轮泵中, 闭死容积变化就产生困油现象。为消除困油现象, 应使闭死容积变化时不全然闭死。具体的结构措施是在齿轮泵的两侧盖上各铣一个卸荷槽, 如图 3-6 所示。该卸荷槽在端盖上铣出来, 其相对应于齿轮的位置即虚线所示, 卸荷槽使原来在运转中变化的闭死容积不闭死, 保证闭死容积在最小不与压油腔和吸油腔都不通, 闭死容积在到达最小位置之前的由大到小的过程中要与压油腔连通, 将减小的体积排到压油腔; 闭死容积由小变大的过程中要与吸油腔连通, 可从吸油腔吸油补充增大的体积。

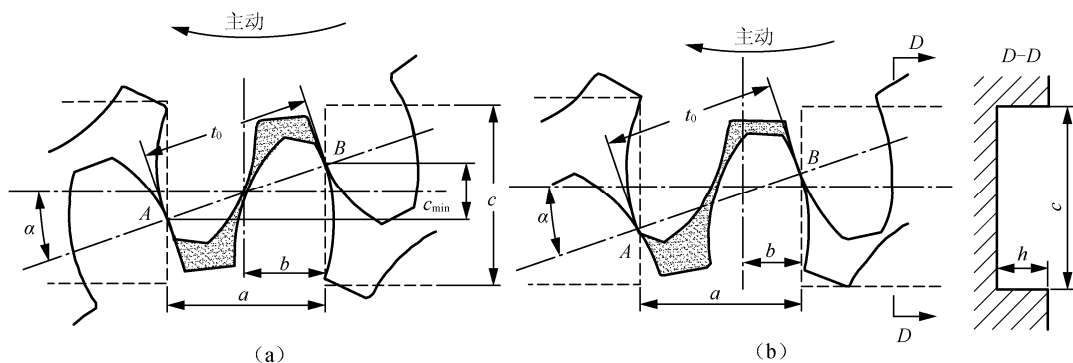


图 3-6 齿轮泵卸荷槽的位置

## 2. 泄漏

外啮合齿轮泵高压腔的压力油可通过三种途径泄漏到低压腔中去: 一是通过齿轮啮合线处间隙; 二是通过泵体和齿顶圆间的径向间隙; 三是通过齿轮两侧和侧盖板间的端面间隙。其中通过端面间隙的泄漏量最大, 可占总泄漏量的 75%~80%, 因此, 普通齿轮泵容积效率较低, 输出压力也不容易提高, 要提高齿轮泵的压力, 首要的问题是减小端面间隙。

## 3. 径向不平衡力

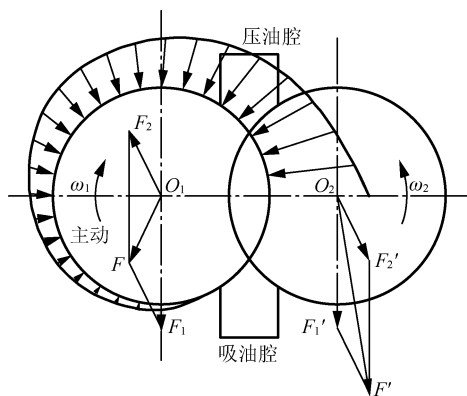


图 3-7 齿轮泵径向受力情况

作用在齿轮及轴承上的两个径向力如图 3-7 所示。一个是沿齿顶圆周液体压力所产生的径向力, 作用在齿轮外圆上的液体压力是不等的, 从吸油腔到压油腔, 压力可视为逐渐升高, 其合力为  $F_1$ , 另一个是齿轮传递扭矩时产生的啮合力  $F_2$ 。作用在齿轮及轴上的力  $F_1$ 、 $F_2$  合成为一个合力  $F$ , 油压越高,  $F$  力越大, 而径向不平衡力越大。啮合力对主动齿轮和被动齿轮的作用方向相反, 由图 3-7 可以看出被动齿轮轴承所受径向力的合力要比主动齿轮轴承的要大得多, 因此, 被动齿轮轴承常出现早期磨损的现象。当径向不平衡力很大时, 能使轴弯曲, 齿顶与壳体内表面

产生接触,同时加速轴承磨损,降低轴承的寿命。为了减小径向不平衡力的影响常采用缩小压油口的办法,使压力由径向作用于齿轮上的面积减小。

#### 4. 齿轮泵的优缺点及其应用

- (1) 齿轮泵体积小,重量轻,结构简单,制造方便,维修容易,价格低廉。
- (2) 齿轮泵可靠性好,因此可用于飞机上。
- (3) 齿轮泵对油液污染不敏感,因此可以用在工程机械、矿山机械等外界条件差的地方;
- (4) 齿轮泵自吸性能好,转速低至  $300\sim 400\text{r/min}$  时仍能稳定、可靠地实现自吸;
- (5) 齿轮泵流量和压力有脉动,因此一般不用于加工精度高的精密机床上。

#### 5. 提高外啮合齿轮泵压力的措施

要提高齿轮泵的压力,必须要减小间隙泄漏。一般采用齿轮端面间隙自动补偿的办法。如图 3-8 所示为端面间隙的补偿原理。把泵内压油腔的压力油引到轴套外侧,作用在(由密封圈分隔构成)一定形状和大小的面积  $A_1$  上,产生液压作用力  $F_1$ ,使轴套压向齿轮端面。这个力必须大于齿轮端面作用在轴套内侧的作用力  $F_f$  ( $p_m$  为作用在  $A_1$  上的平均液压力),才能保证在各种压力下,轴套始终自动贴紧齿轮端面,以减小泵内通过端面的泄漏,达到提高压力的目的。

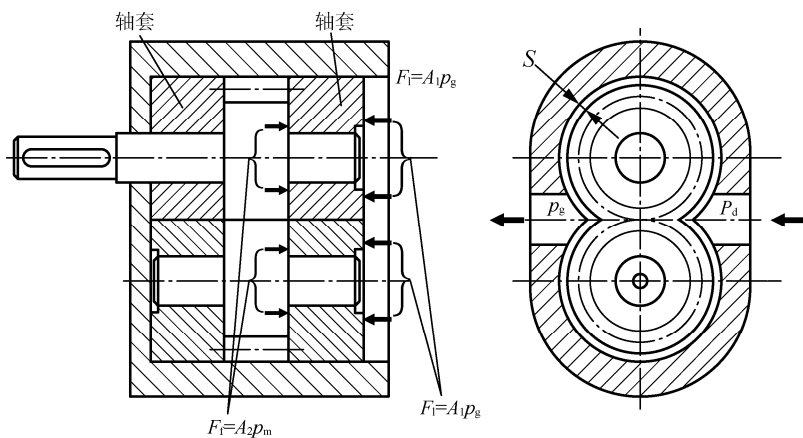


图 3-8 轴向间隙补偿原理

### 3.2.4 齿轮液压马达

#### 1. 工作原理

齿轮液压马达的工作原理如图 3-9 所示。动力输出轴为  $O_1$ 。由齿 1、2、3 和 1'、2'、3'、4' 的表面及壳体 and 端盖的内表面形成进油腔。压力油进入,对齿轮  $O_1$  轴产生转矩  $T_1$ ,它等于作用在齿轮  $O_1$  上的液压作用力在圆周方向的投影乘这个力到  $O_1$  点的距离。同理,液压油对齿轮  $O_2$  也产生一个转矩  $T_2$ ,这个转矩经啮合点加到齿轮  $O_1$  上,与  $T_1$  共同来拖动外载荷按图示方向旋转,输出机械能。压力油连续不断地输入, $O_1$  和  $O_2$  齿轮就连续不断地旋转,在输出机械能的同时,将压力油不断带到低压腔变为低压油送回油箱。当马达的排量  $q$  一定时,马达的转数只与输入流量有关,而输入油压和输出转矩则随外负载的变化而变化。

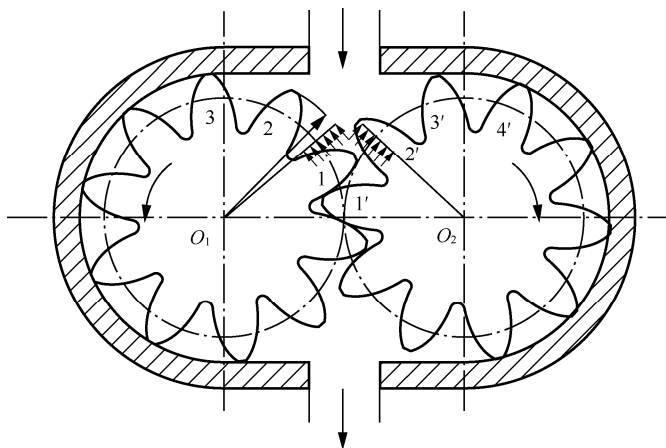


图 3-9 齿轮液压马达的工作原理

## 2. 结构特点

齿轮马达和齿轮泵的结构基本一致，但由于马达要求能正、反方向旋转和带负载启动，所以马达的结构和泵的结构还是有些差别。

(1) 为满足正、反转的要求，液压马达的结构应完全对称，包括进、出油口，卸荷结构和轴间隙自动补偿结构。

(2) 液压马达泄漏的油必须用泄漏管道引至油箱，而不能像泵那样引到吸油口，故称液压马达为外泄，而称液压泵为内泄。

(3) 为了减少摩擦损失，改善启动性能，一般液压马达均用滚动轴承。

(4) 齿轮液压马达的齿数较液压泵的齿数多，以减小转矩脉动幅度。

## 3.3 叶片泵

叶片泵分为单作用泵和双作用泵两大类，前者可以变量但工作压力比较低，后者工作压力较高但不能变量。叶片泵的主要优点是流量均匀、脉动小、噪声低，缺点是对液压油质的污染比较敏感，自吸能力差。叶片泵主要应用在金属切削机床中。

### 3.3.1 单作用叶片泵工作原理

如图 3-10 所示，单作用叶片泵主要由转子 1、定子 2、一组嵌在转子窄槽中的叶片 3 以及两侧的盖板（侧板或称配流盘）等组成。叶片可沿转子叶片槽伸缩滑动，在转子转动时的离心力或通入叶片根部压力油作用下，叶片顶部贴紧在定子内表面上，于是配流盘、定子和转子间便形成了两个密封的工作腔，在图示的位置由上下叶片分割为左右两个密封容积。定子内表面曲线为圆形，圆心为  $O$ ，转子圆心  $O_2$ ，相对于定子有一偏心距  $e$ ，以  $O$  为轴心转动，在两侧配流盘上开有两个腰形槽（虚线所示），分别为吸油窗口和排油窗口。当转子按图示方向旋转时，图右侧的叶片向外伸出，密封工作腔容积逐渐增大，产生真空，于是通过吸油口和配油盘上窗口将油吸入；而在图左侧，叶片往里缩进，密封腔的容积逐渐缩小，密封腔中的油液通过配油盘另一窗口和压油口被压出而输到系统中去。这种泵在



转子转一周过程中，叶片完成吸油、压油各一次，故称单作用泵。又由于转子上受有单方向的液压不平衡作用力，故轴承负载较大。而通过改变定子和转子间偏心距的大小，便可改变泵的排量。

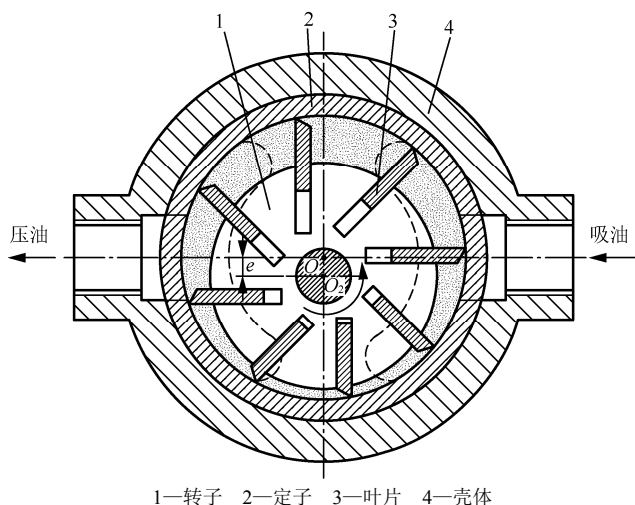


图 3-10 单作用叶片泵工作原理

单作用叶片泵的结构特性如下：

（1）定子内表面为圆柱面，转子相对于定子有一偏心距，改变此偏心可改变流量，偏心反向时，吸油、压油方向也相反。

（2）叶片泵圆周方向上划分为一个压油腔和一个吸油腔，转子轴及其轴承受到很大的不平衡径向力作用。

（3）处在压油腔的叶片顶部受有压力油的作用，但在转动过程中要把叶片推入转子槽内。要使叶片顶部可靠地和定子内表面相接触，压油腔一侧的叶片底部可通过特殊的沟槽和压油腔相通；吸油腔一侧的叶片底部则要要和吸油腔相通以平衡叶片上下的液压力。在这里叶片是靠离心力甩出，顶在定子内表面上与定子内表面接触保证密封。

（4）单作用叶片泵由于是偏心装置，其容积变化是不均匀的，因此流量也有脉动。理论分析表明：奇数叶片泵的脉动率较偶数叶片泵的脉动率小，所以单作用叶片泵的叶片数总取奇数，一般为 13 或 15。

（5）普通中、低压非平衡式叶片泵的叶片通常倾斜安放，叶片倾斜方向与转子径向辐射线夹角为  $\theta$ ，且倾斜方向与转子旋转方向相反，其目的是使叶片容易被甩出。

### 3.3.2 双作用叶片泵

#### 1. 工作原理

如图 3-11 所示为双作用叶片泵的工作原理。它的作用原理和单作用叶片泵相似，不同之处只在于定子内表面是由两段长半径  $R$  圆弧、两段短半径  $r$  圆弧和四段过渡（八个部分）组成，且定子和转子都是同心的。在图中按转子顺时针方向旋转的情况下，密封工作腔的容积在左上角和右下角处逐渐增大，为吸油区，在左下角和右上角处容积逐渐减小为压油区；吸油区和压油区之间有一段封油区把它们隔开。这种泵的转子每转一周，每个密封工

作腔完成吸油和压油动作各两次，所以称为双作用叶片泵，泵的两个吸油区和两个压油区是径向对称的，作用在转子上的液压力径向平衡，所以又称为平衡式叶片泵。

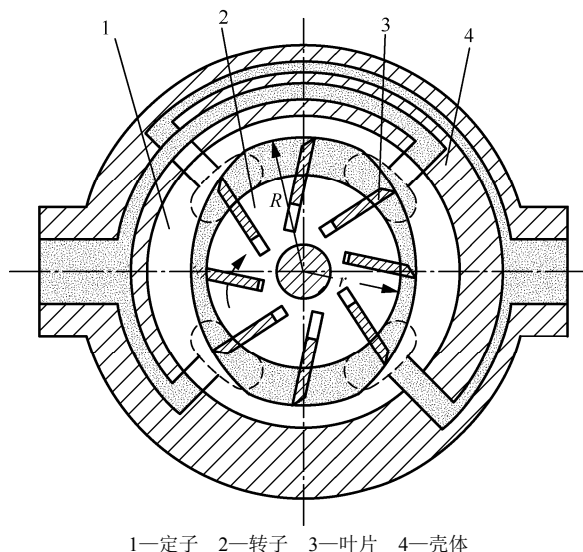


图 3-11 双作用叶片泵的工作原理

## 2. 结构特征

(1) 转子与定子同心，是定量泵。

(2) 定子内表面由两段大圆弧、两段小圆弧和四段过渡曲线组成，大、小圆弧之间过渡曲线的形状和性质决定了叶片的运动状态，对泵的性能和寿命影响很大。

(3) 圆周上有两个压油腔、两个吸油腔，转子轴和轴承的径向液压作用力基本平衡，因此输出压力可以提高，轴因不受弯矩作用则可以相应做细一些。

(4) 叶片安装倾角，如图 3-12 所示，叶片倾斜方向与转子径向成倾角  $\theta$ ，倾斜方向不同于单作用叶片泵而沿旋转方向前倾，其目的是减小叶片和定子之间的压力角，改善叶片受力情况。

(5) 防止困油现象。在结构上要保证吸油腔和压油腔互不串通，故运转过程中将存在闭死容积。双作用叶片泵理论上闭死容积不变化，不产生困油现象，但实际上考虑叶片厚度则会有困油现象。因此，在压油窗口开有三角槽，以防困油现象的产生，如图 3-13 所示。

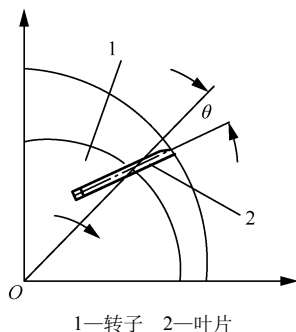


图 3-12 平衡式叶片泵叶片的安装倾斜角

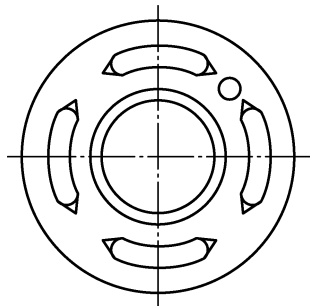


图 3-13 YB 型叶片泵配油盘的三角槽结构

### 3. 流量计算

双作用叶片泵的实际输出流量用下式计算：

$$Q = 2b \left[ \pi(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos\theta} sz \right] n \eta_v \quad (3-20)$$

式中  $R$ ——定子圆弧部分的长半径；

$r$ ——定子圆弧部分的短半径；

$\theta$ ——叶片的倾角；

$z$ 、 $s$ ——叶片数和叶片厚度。

由此可见，对于双作用叶片泵，若不考虑叶片厚度，则瞬时流量是均匀的。但实际上叶片是有厚度的，长半径圆弧和短半径圆弧也不可能完全同心。尤其是当叶片底部槽设计与压油腔相通时，泵的瞬时流量仍将出现微小的脉动，但其脉动率比其他形式的泵小得多，且叶片为4的倍数时最小。因此，叶片泵的叶片数一般都取12或16片。

### 4. 提高双作用叶片泵压力的措施

提高双作用叶片泵的压力是提高叶片泵性能的一个方面。一般的双作用叶片泵，为了保证叶片和定子内表面紧密接触，叶片底部都是通压油腔的，但当叶片处在吸油腔时，叶片底部承受压油腔的压力，顶部承受吸油腔的压力，这一压力差使叶片以很大的力压向定子内表面，加速了定子内表面的磨损，影响了泵的寿命。对高压泵来说，这一问题更显得突出，所以高压叶片泵必须在结构上采取措施，使叶片压向定子内表面的作用力减小。

(1) 减小作用在叶片底部的油液压力，将泵压油腔的油液通过阻尼槽或内装式小减压阀通到吸油区的叶片底部，使叶片经过吸油腔时，叶片压向定子内表面的作用力不致过大。

(2) 减小叶片底部承受压力油作用的宽度。

采用子母叶片、柱销叶片、双叶片、阶梯叶片、弹簧叶片等特殊的叶片顶出压紧结构，目的是减小叶片根部承受排油压力的有效面积，以减小将叶片顶出的液压推力。

### 3.3.3 叶片马达

如图3-14所示为双作用叶片液压马达的工作原理。设图中I、II是进油腔，III、IV是排油腔。工作时，高压油引入I、II的同时也引到叶片的底部，使所有叶片都顶到定子内表面上。在定子表面过渡段的叶片如图中的2、6、4、8两侧受同样大小的压力，不产生转矩。处在工作段的叶片3、7和1、5，一侧受高压而另一侧受低压作用，叶片3伸出的面积大于叶片1伸出的面积，叶片7伸出的面积大于叶片5伸出的面积。产生顺时针方向的转矩，使转子轴克服外载荷转矩而旋转，输出机械能。因此同样的，当III、IV进油，I、II回油时，叶片液压马达产生逆时针方向的转矩。这就是叶片液压马达的工作原理。

叶片马达需要考虑启动问题，一般采用下面两种方案。

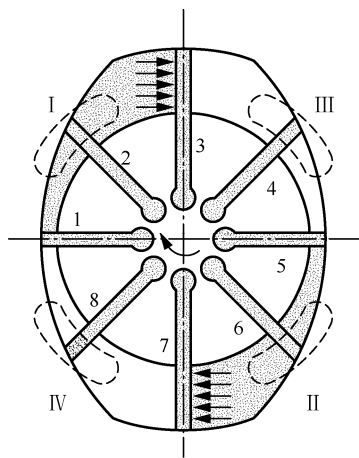


图 3-14 双作用叶片液压马达的工作原理

- (1) 在叶片的槽底加弹簧使叶片伸出以便形成密封工作容积，但存在弹簧疲劳问题。
- (2) 分两次通油，先向叶片的槽底通油将叶片顶出形成密封工作容积，再向工作容积通油。叶片马达可用于频繁换向的场合。

## 3.4 轴向柱塞泵

轴向柱塞泵因柱塞与缸体轴线平行或接近于平行而得名。它具有工作压力高、效率高、容易实现变量等优点。缺点是对油液污染敏感，滤油精度要求高，对材质和加工精度的要求高，使用和维修要求较严，价格亦较贵。这类泵常用于压力加工机械、起重运输机械、工程机械、冶金机械、船舶甲板机械、火炮和空间技术等领域。

轴向柱塞泵按其结构特点分为斜盘式轴向柱塞泵和斜轴式轴向柱塞泵两大类。

### 3.4.1 轴向柱塞泵工作原理

轴向柱塞泵的简化结构如图 3-15 所示。它由传动轴 1、壳体 2、斜盘 3、柱塞 4、缸体 5、配流盘 6 和弹簧 7 等零件组成。柱塞安放在沿缸体均布的柱塞孔中。斜盘 3 和配油盘 6 是不动的。弹簧 7 的作用有两个：一是使柱塞头部顶靠在斜盘上（因其接触为一个点，故称为点接触型）；二是使缸体紧贴在配流盘 6 上。配流盘上的两个腰形窗口分别与泵的进、出油口相通。斜盘与缸体中心线的夹角为  $\alpha$ 。当传动轴按图上方向旋转时，位于  $A-A$  剖面右半部的柱塞不断向外伸出，柱塞底部的密闭容积不断扩大，形成局部真空，油液在大气压的作用下，自泵的进口经配流盘的吸油窗口进入柱塞底部，完成吸油过程。而位于  $A-A$  剖面左半部的柱塞则不断向里缩进，柱塞底部的密闭容积不断缩小，油液受压经配流盘的压油窗口排到泵的出口，完成压油过程。缸体每转一圈，每个柱塞吸油和压油各一次，则泵的排量  $q$ 、流量  $Q$  分别为

$$q = \frac{\pi d^2}{4} z D \tan \alpha / 2\pi \quad (3-21)$$

$$Q = \omega \frac{\pi d^2}{4} z D \tan \alpha \eta_v / 2\pi \quad (3-22)$$

式中  $d$ ——柱塞直径；  
 $D$ ——柱塞分布圆直径；  
 $z$ ——柱塞数；  
 $\alpha$ ——斜盘倾角；  
 $\omega$ ——泵的角速度；  
 $n$ ——泵的转速；  
 $\eta_v$ ——泵的容积效率。

泵的瞬时流量是脉动的，其流量不均匀系数  $\delta$  反映了流量的脉动频率，其推导过程较烦琐，这里直接写出结果。

$$\delta = \frac{\pi}{2z} \tan \frac{\pi}{4z} \quad (\text{当 } z \text{ 为奇数时}) \quad (3-23)$$

$$\delta = \frac{\pi}{z} \tan \frac{\pi}{2z} \quad (\text{当 } z \text{ 为偶数时}) \quad (3-24)$$

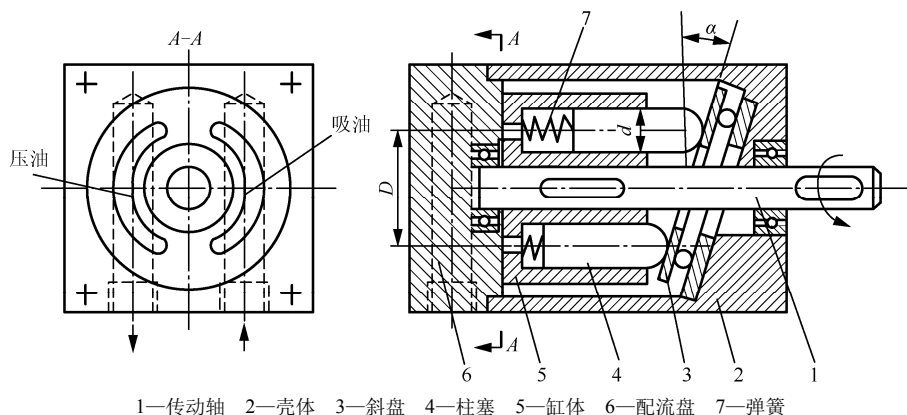


图 3-15 轴向柱塞泵简化结构

由表 3-2 中数据可知，为了减小  $\delta$  值，首先应采用奇数柱塞，然后尽量选取较多的柱塞，这就是轴向柱塞泵采用奇数柱塞的原因，实用中多采用  $z=7$  或  $z=9$ 。

 表 3-2 流量不均匀系数  $\delta$  与柱塞数  $z$  的关系

$z$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\delta$ (%)	14	32.5	4.98	13.9	2.53	7.8	1.53	5.0	1.02	3.45	0.73

从式 (3-22) 可以看出改变  $\alpha$  角的大小和方向，就可以改变流量的大小和流向。这就是轴向柱塞泵的变量原理。

该柱塞泵因柱塞头部和斜盘之间接触应力很大，一方面容易磨损甚至胶合；另一方面弹簧容易疲劳、断裂。为了解决上述两个问题，实际的斜盘式轴向柱塞泵采用了滑靴和回程盘。

### 3.4.2 斜盘式轴向柱塞泵典型结构

如图 3-16 所示为 CY 型轴向柱塞泵，该泵将分散布置在柱塞底部的弹簧改为中心弹簧 11。弹簧 11 的作用有两个：一是通过内套筒 12、钢球 14 和回程盘 15，将滑靴 3 压紧在斜盘上；二是通过外套筒 13 使缸体 5 压紧在配流盘 10 上。传动轴为半轴（故称为半轴型轴向柱塞泵），斜盘对滑靴柱塞组件的反作用力的径向分力由缸外大轴承 2 来承受。所以传动轴只传递扭矩而不承受弯矩，因此轴可以做得较细。但由于缸外大轴承的存在，使转速的提高受到限制。

#### 1. 柱塞滑靴和斜盘结构

如图 3-17 所示为滑靴的静压支承机构工作情况，在柱塞头部加上滑靴后，将点接触改为面接触，并为液体润滑。当柱塞底部受高压油作用时，液压力通过柱塞将滑靴紧压在斜盘上，若压力太大，就会使滑靴的磨损严重，甚至烧坏而不能正常工作。为了减小滑靴与斜盘之间的接触应力，减少磨损，延长使用寿命，提高效率，轴向柱塞泵根据静压平衡理论，采用了油膜静压支承结构。在滑靴和斜盘之间，缸体端面和配油盘之间都采用了这种结构。下面就具体分析滑靴和斜盘间的静压支承结构。

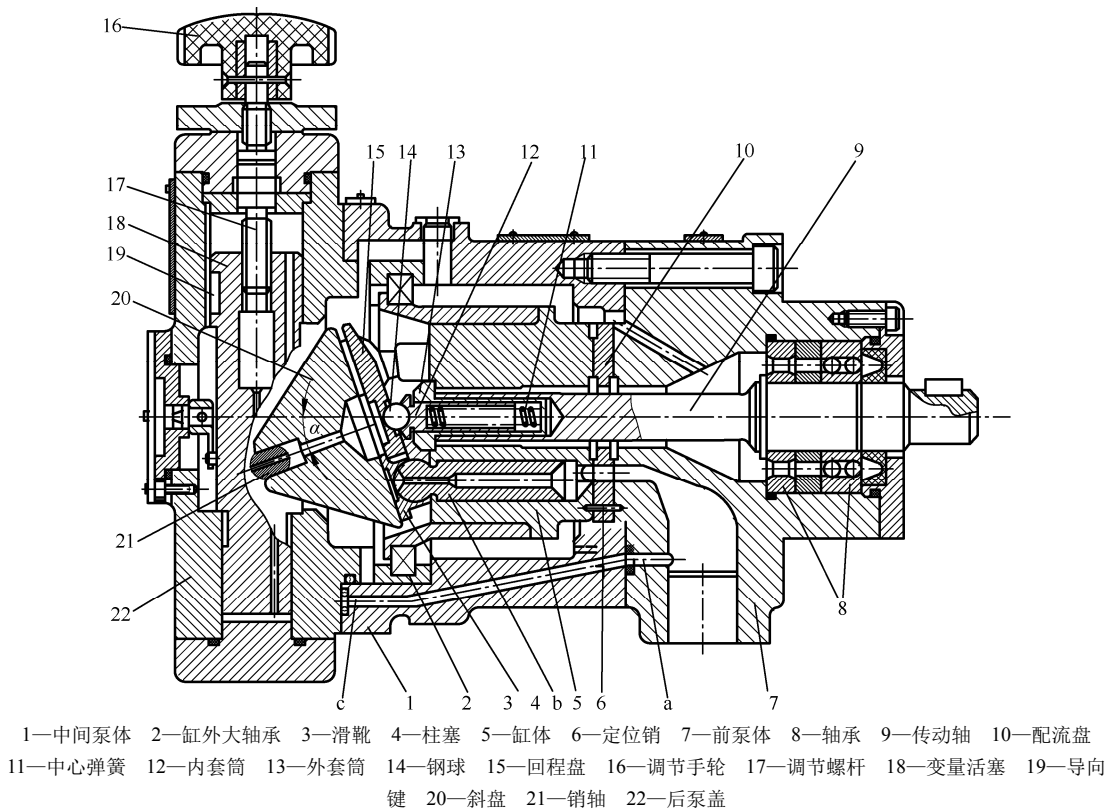


图 3-16 CY 型轴向柱塞

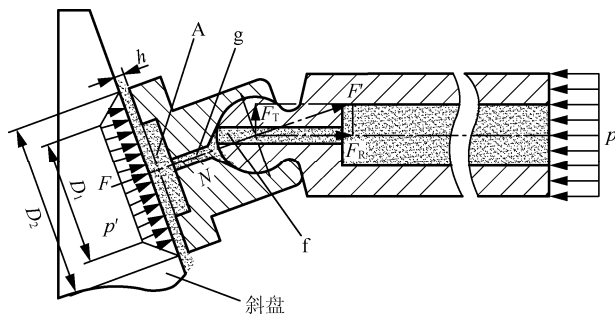


图 3-17 滑靴的静压支承机构工作情况

液压泵工作时的油压  $p$  作用在柱塞上，对滑靴产生一个法向压紧力  $N$ ，使滑靴压向斜盘表面，而油腔  $A$  中的油压  $p'$  及滑靴与斜盘间内的液压力给滑靴一个反推力  $F$ ，当  $F=N$  时，滑靴与斜盘间为液体润滑。液体润滑的形成过程是：泵开始工作时，滑靴贴紧斜盘，油腔  $A$  中的油不流动而处于静止状态，此时  $p' = p$ 。设计应使此状态下的反推力  $F$  稍大于压紧力  $N$ ，滑靴被逐渐推开，产生间隙  $h$ ， $A$  腔中的油通过间隙漏出并形成油膜。这时压力为  $p$  的油液经阻尼孔  $f$  和  $g$  流到  $A$  腔，由于阻尼作用，使  $p' < p$ ，致使反推力  $F$  与压紧力  $N$  相等为止，这时滑靴和斜盘之间处于新的平衡状态，并保持一定的油膜厚度，从而形成液体润滑。

设计滑靴时通常取压紧系数  $m = N/F = 1.05 \sim 1.10$ ，这样可使滑靴和斜盘之间有一最佳的油膜厚度，既可以保证不致于压得太紧而加速磨损、保证滑靴不脱离斜盘，又能保证较

高的容积效率。

## 2. 缸体结构

如图 3-18 所示为缸体结构图，轴向有七个均布的柱塞孔，孔底的进出油口为腰形孔，其宽度与配流盘上的吸、排油腰形窗口的宽度相对应。腰形孔的通流面积比柱塞孔小。因此当柱塞压油时，油液压力对缸体产生一个轴向推力，加上定心弹簧的预压紧力，构成缸体对配流盘的压紧力为  $F$ 。

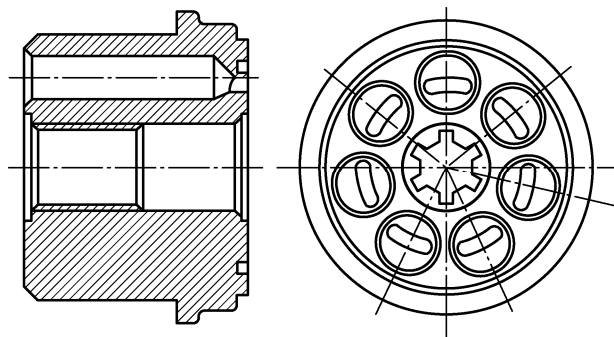


图 3-18 缸体

## 3. 配油盘结构

(1) 对于定量泵一般可做马达用，故定量泵配油盘的结构是对称的，如图 3-19 所示，因  $a > b$ ，所以会产生困油现象，为此在两配油窗口  $m$ 、 $n$  的端部均开三角槽来消除困油现象。

(2) CY 系列轴向柱塞泵的配油盘结构如图 3-20 所示。其排油窗口及其内外密封带上的液压力是企图推开缸体的反推力  $F_2$ ， $F_2$  的大小与  $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 、 $R_4$  的大小有关。合理设计配流盘的尺寸，可以使压紧力稍大于反推力，从而使缸体压紧在配流盘（即配油盘）上，保证其密封性，又不过分磨损。通常取压紧系数  $m = F_1/F_2 = 1.02 \sim 1.08$ 。

油盘  $R_1$  以外的环形端面上开有环形油槽，并有 12 个径向槽与其沟通，保证  $R_1$  以外的环形面上没有液压力作用，此面作为缸体的辅助支承面，在吸排油窗口之间的过渡区上设有阻尼孔和不通孔，两个阻尼孔分别与吸、压油窗口相通，以消除困油现象和液压冲击，不通孔则起储油润滑、缓冲和存污物的作用。在图 3-20 中， $\alpha_0$  为柱塞孔底部腰形孔的中心角， $(\alpha_1 + \alpha_3 - \alpha_2)$  为配流盘封油区的封油角。如果  $(\alpha_1 + \alpha_3 - \alpha_2) > \alpha_0$  则封闭，此时，柱塞由吸油窗口向排油窗口过渡的过程中，会出现困油现象；若  $(\alpha_1 + \alpha_3 - \alpha_2) = \alpha_0$  时，呈零封闭，零封闭虽无困油现象，但柱塞孔与吸、排油窗口接通的瞬间就会产生液压冲击和噪声。CY 型轴向柱塞泵的配油盘（即配流盘）采用负封闭结构，即有  $-1^\circ < (\alpha_1 + \alpha_3 - \alpha_2) - \alpha_0 < 0^\circ$ ，并在配流盘的封油区开有阻尼孔。这样，既消除困油现

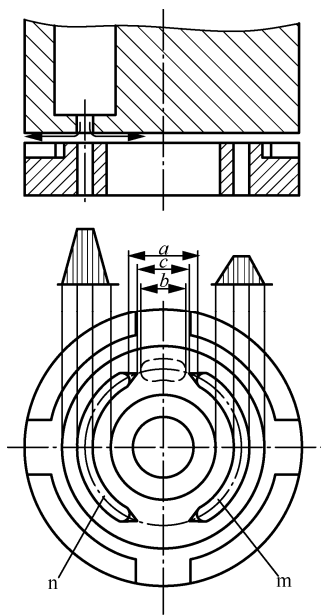


图 3-19 定量泵配油盘

象, 同时在柱塞从左止点位置转入压油区的过程中, 柱塞孔底部的腰形孔在  $2\alpha$  角区域内先要经过阻尼孔与排油窗口相通, 因此起到缓慢升压的作用, 当柱塞转入吸油区时, 阻尼孔则起到缓慢降压的作用, 从而减小了液压冲击和噪声。

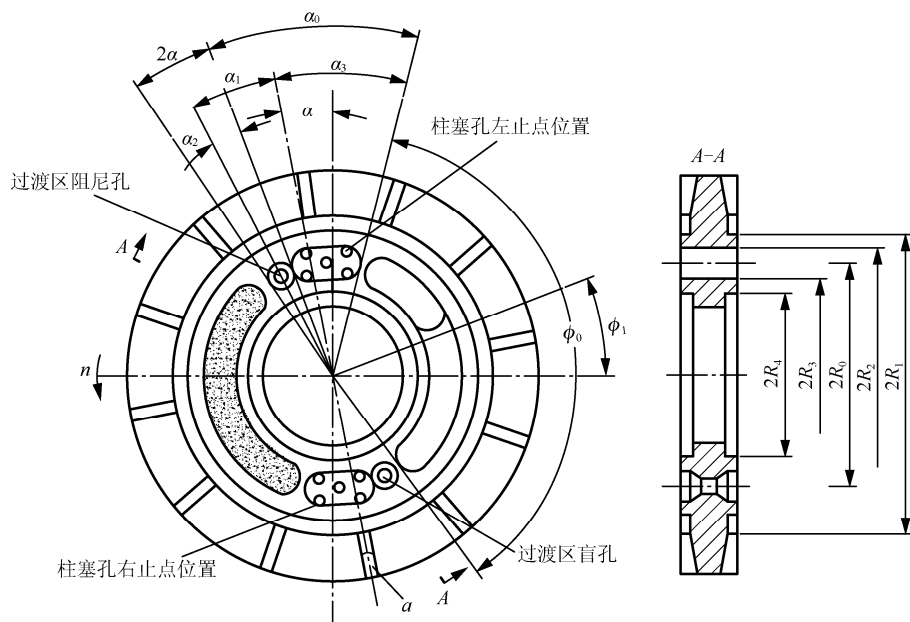


图 3-20 变量泵配油盘

#### 4. 柱塞和缸体

如图 3-17 所示, 斜盘对柱塞的反作用力  $F'$  可以分解为轴向力  $F_R = F' \cdot \cos \alpha$  和径向力  $F_T = F' \cdot \sin \alpha$ 。轴向力  $F_R$  与柱塞底部的液压力平衡; 径向力  $F_T$  通过柱塞传递给缸体, 它使缸体倾斜, 造成缸体和配流盘之间出现楔形间隙, 使泄漏增大, 而且使密封表面产生局部接触, 导致缸体与配流盘之间的表面烧伤, 同时也导致柱塞与缸体之间的磨损。为了减小径向力, 斜盘的倾角一般不大于  $20^\circ$ 。为使以上三对摩擦副能正常工作, 还要合理选择零件的材料。一般摩擦副的材料要软硬配对, 如柱塞是 18CrMnTiA、20Cr、40Cr, 配流盘选 Cr12MoV、GCr15 等, 斜盘选 GCr15, 均要进行热处理, 缸体、滑靴一般用 ZQSn10-1、ZQAlFe9-4 或球墨铸铁等。

#### 5. 变量机构

变量机构有手动变量机构、伺服变量机构、电液比例控制变量机构、恒流量变量机构、恒压变量、恒功率变量、总功率变量等多种变量机构, 在这里仅介绍手动变量机构和伺服变量机构及恒功率变量机构。

##### 1) 手动变量机构

手动变量机构如图 3-16 所示。转动调节手轮 16, 使调节螺杆 17 转动 (因轴向已经限位而不可能轴向移动), 带动变量活塞 18 轴向移动 (由于导向键 19 的作用而不可能转动)。销轴 21 是装在变量活塞上的, 随变量活塞轴向移动, 从而带动斜盘 20 绕其中心摆动 (斜盘通过两侧的耳轴支撑在后泵盖 22 上), 因此改变其倾角  $\alpha$ , 泵的排量也随之改变。



## 2) 伺服变量机构

如图 3-21 所示为伺服变量机构，是由一个变量活塞和一个伺服滑阀组成的伺服系统。变量活塞 4 的小端 A 腔（直径  $D_2$ ）常通泵的出油口，滑阀 2 连接三个油口：a 通向进口高压油；b 通向变量活塞大端的 B 腔；c 通向低压（回油）。当拉杆 1 静止时，滑阀 2 亦不动，油口 a、b、c 被滑阀 2 封闭，变量活塞 4 的两端 A、B 腔也处于封闭状态，因此变量活塞也静止，此时的斜盘倾角  $\alpha$  保持某一值不变，泵的排量也不变。当用手控动拉杆 1 带动滑阀 2 向上移动  $\Delta x$  时，油孔 b、c 连通，变量活塞 B 腔油液经孔 b、c 流入泵体内回油。变量活塞在 A 腔高压油作用下向上移动  $\Delta y$ ，斜盘倾角  $\alpha$  随之摆动。当  $\Delta y = \Delta x$  时，滑阀 2 又将油孔 a、b、c 封闭，变量活塞不动。泵的排量保持减小后的量不变。当推动拉杆向下移动  $\Delta x$  时，b、c 被封闭，变量活塞两端的 A、B 腔通过 a 孔连通，都作用着高压油，但由于上腔的作用面积大，因此变量活塞向下移动  $\Delta y$ ，斜盘倾角  $\alpha$  随之增加  $\Delta\alpha$ ，泵的排量也随之增加。当  $\Delta y = \Delta x$  时，滑阀 2 将油孔 a、b、c 通道封闭，变量活塞不动，泵的排量保持增加后的量不变。拉杆带动滑阀不断地上下移动，a、b、c 油路上的通断随之改变，使得变量活塞不断地随着滑阀上下移动，从而不断改变泵的排量。这就是手动伺服变量的工作原理。

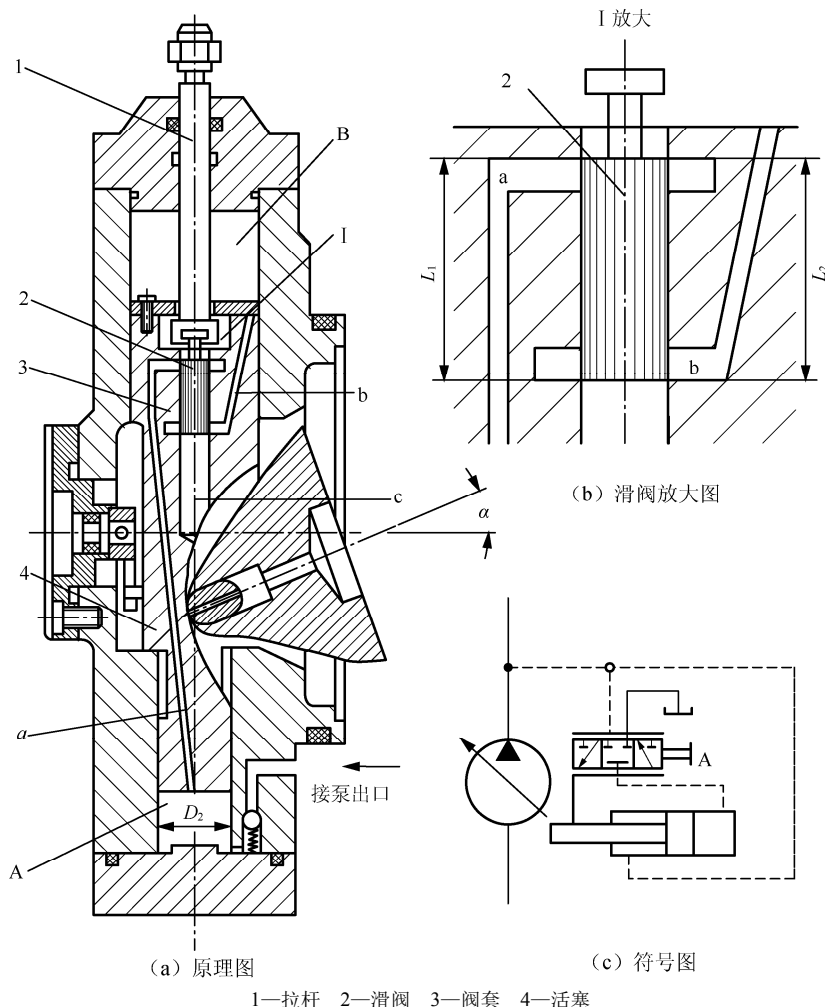


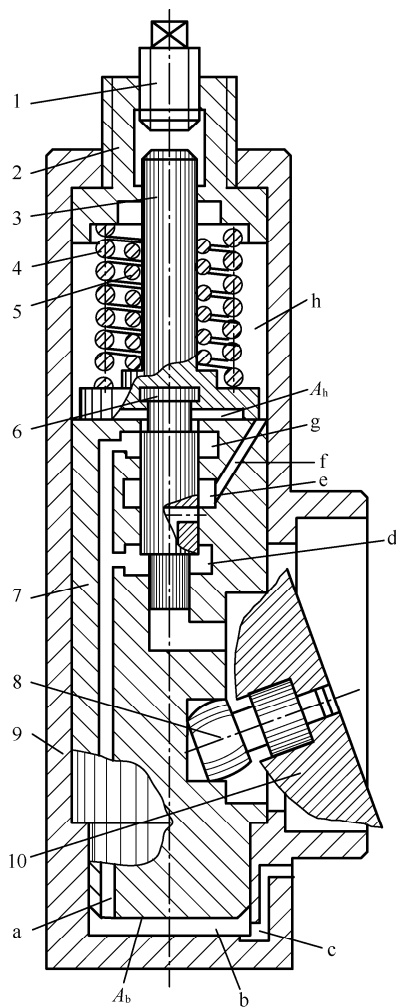
图 3-21 伺服变量机构

### 3) 恒功率变量机构

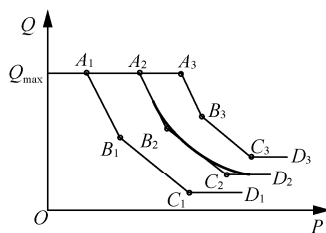
这种变量方式是流量随着压力的变化，恒功率变量机构动作做相应的变化，使泵的的压力和流量特性曲线近似地按双曲线规律变化。即压力增高时，流量相应地减少，压力降低时，流量相应地增加，使泵的输出功率接近不变。恒功率变量又称为压力补偿变量。

恒功率变量泵的特点最适合于工程机械的要求。因为工程机械，譬如挖掘机，外负荷变化比较大，且变化频繁，所以采用恒功率变量系统，可以实现自动调速，当外负荷大时，压力升高，速度降低；当外负荷小时，压力降低，速度升高；这样就可以使机器充分利用发动机的功率，保证机器较高的生产率。

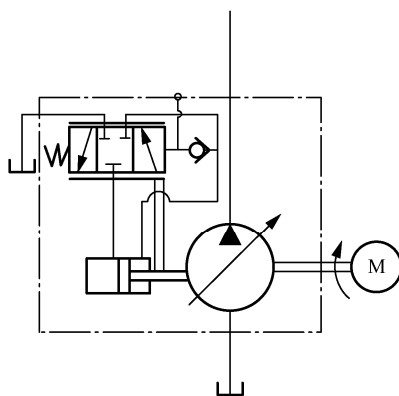
如图 3-22 所示为恒功率变量机构图。变量机构的活塞 7 内装有伺服滑阀阀芯 6，伺服滑阀芯 6 与弹簧推杆 3 相连，弹簧推杆上装有外弹簧 4（在油压小的时候起作用）和内弹簧 5（在大油压的时候和弹簧 4 一起起作用，使总弹簧刚度增大）。工作时压力油（压力为  $p$ ）



(a) 结构图



(b) 恒功率变量泵特性曲线图



(c) 原理图

1—限位螺钉 2—弹簧调节螺钉 3—弹簧推杆 4—外弹簧 5—内弹簧 6—伺服阀芯 7—变量活塞 8—拨销 9—变量头 壳体 10—斜盘

图 3-22 恒功率变量机构

经单向阀（未标出）进入变量活塞 7 的下腔室（面积为  $A_b$ ），经通道 c、b、a 进入环槽 d 和环槽 g，而环槽 e 通过 f 和上腔 h 相连。环槽 d 内的压力油（压力  $p$ ）作用于伺服阀芯 6 下端的环形面积上，给阀芯以向上的推力  $F$ ，当  $p$  较小， $F$  小于外弹簧力（设为  $F_s$ ），并且变量活塞 h 腔面积  $A_h$  大于 b 腔面积  $A_b$ ，在液压差动力  $p(A_h - A_b)$  和弹簧力作用下阀芯处于最下端位置（如图示位置），液压油通过环槽 g 与 h 相通，油压即进入 h 腔，变量活塞 7 下移。此时斜盘 10 倾斜角  $\delta$  最大，泵的输出流量也最大（图 3-22（b）中  $Q_{\max}$ ）。当  $p$  增大，使  $F$  大于  $F_s$  时，伺服阀芯上移，首先关闭环槽 g，液压油向上通过 f 和 h 腔通，向下使 e 槽与阀芯中心孔 O 相通，这时 h 腔油液通过孔道 f、环槽 e、阀芯中心孔 O 与泵体空腔相通而卸压（泵体空腔压力基本为大气压）。这样，变量活塞在下端 b 腔油液压力作用下随伺服阀芯向上运动，使  $\delta$  减小，泵的输出流量  $Q$  也随之减小。阀芯上移， $F_s$  便增大，当  $F_s$  增大至与  $F$  相等时，阀芯停止运动，此时泵在某斜盘倾角  $\delta$  下对应一输出流量  $Q$ 。这就实现了流量  $Q$  随压力  $p$  升高而自动下降的过程。

恒功率变量泵特性曲线如图 3-22（b）所示。该曲线由四段折线组成，其中  $A_2B_2C_2D_2$  近似为一双曲线（虚线所示），即近似为恒功率变量。曲线的形状可根据泵的使用要求由弹簧调节螺钉 2 调整外弹簧的预压缩量，得到如图所示的  $A_1B_1C_1D_1$  和  $A_2B_2C_2D_2$  等。

### 3.4.3 总功率变量泵

单斗液压挖掘机的液压系统，一般安装两台恒功率变量泵。根据恒功率控制信号的来源，恒功率变量泵可分为分功率变量泵和总功率变量泵两种。在分功率变量系统中，每台泵控制压力信号均来自各自的回路，与另一泵的回路压力无关。总功率变量泵系统，控制压力信号取自两个回路，两台泵的流量总是相等的，其调节器称同步调节器。流量的大小取决于两回路的压力之和。

总功率变量泵的调节器在结构上有两种类型。一种是两台泵共用一个功率调节器，两泵之间用连杆联动，即两台泵之间是机械联系，其液压符号如图 3-23（a）所示。另一种是每台泵各有一个功率调节器，从每台泵的输出油路上分别引控制油路到两台泵的功率调节器，即两台泵之间是液压联系，其符号如图 3-23（b）所示。

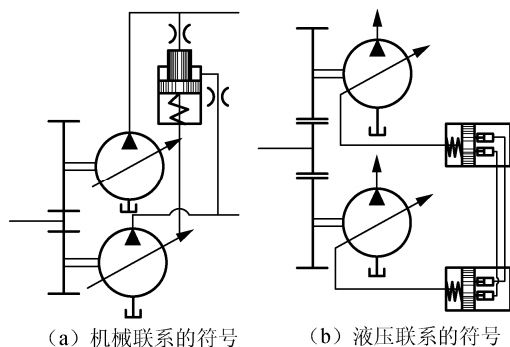


图 3-23 总功率变量泵的液压符号

## 3.5 内曲线低速大扭矩马达

多作用内曲线径向柱塞式液压马达具有结构紧凑、排量  $q$  大、传动转矩大、脉动小、低速稳定性好（最低为  $0.2 \sim 0.5 \text{r/min}$ ）、变速范围大、启动效率高等优点，得到了广泛应用。下面就对内曲线径向柱塞式液压马达作以介绍。

### 3.5.1 结构组成

由图 3-24 可知，多作用内曲线径向柱塞式液压马达由转子、定子、柱塞、配油轴和壳体等主要部件组成。

#### 1. 动力输出轴

输出轴 5 与缸体 14 连成一体可称为转子，转子通过轴承支承在壳体 9 上。缸体的旋转中心处与配油轴配合，配油轴固装在壳体上。缸体在径向均布若干个柱塞孔。

#### 2. 密封工作容积

在缸体的柱塞孔中装有柱塞 4，柱塞顶部装有横梁滚轮组（由 2、3 组成），滚轮顶在定子内表面上。柱塞、柱塞孔和配油轴形成了可变化的密封工作容积，此容积通过配油轴与进、回油管相通。

#### 3. 定子和配油轴

定子内表面是由若干段曲线形成的，密封工作容积的变化规律由内曲线决定。配油轴位于缸体中心，在其配油部分的圆周上开有若干个进、回油窗孔（进、回油孔相间），进、回油孔数与曲线段数相等。为使马达连续正常旋转，配油机构必须与容积变化相适应，这要求配油轴与定子曲线有严格的相对位置关系，即配油轴上的进、回油窗孔必须分别与定子曲线的不同区段完全对应，且进、回油窗孔之间的隔墙必须大于或等于柱塞孔底部油孔的径向尺寸。

#### 4. 力和转矩的传递机构

作用在柱塞上的液压力，通过横梁、滚轮压向定子表面，定子给滚轮一个反力  $N$ ，如图 3-24 所示，此力可分解为径向力  $F$  和切向力  $S$ 。径向分力与柱塞所受的液压作用力平衡；切向分力  $S$  通过横梁传给缸体，此力对缸体产生转矩，使输出轴克服载荷而旋转，对外输出机械能。壳体 9 是整体式的，其上有两条形状相同的导轨曲面，每条由六段组成，每段分成对称的 a、b 两侧，其中一侧为进油区段（即工作区段），另一侧为回油区段（即空载区段），缸体 14 的圆周方向上有 8 个均布的柱塞孔，每个缸孔的底部有一配油窗孔，并与配油轴 12 的配油孔道相通。配油轴上有 12 个均布的配油窗孔，其中一组（6 个）配油窗孔通压力油，另外一组（6 个）配油窗孔与回油通道相通，同时，每组的六个配油窗孔均应分别对准六段曲线的同一侧面 a 或 b，而配油轴上的配油窗孔与凸轮环曲面上进油区段对应相位角间的误差可通过微调凸轮 13 转动配油轴来调整。

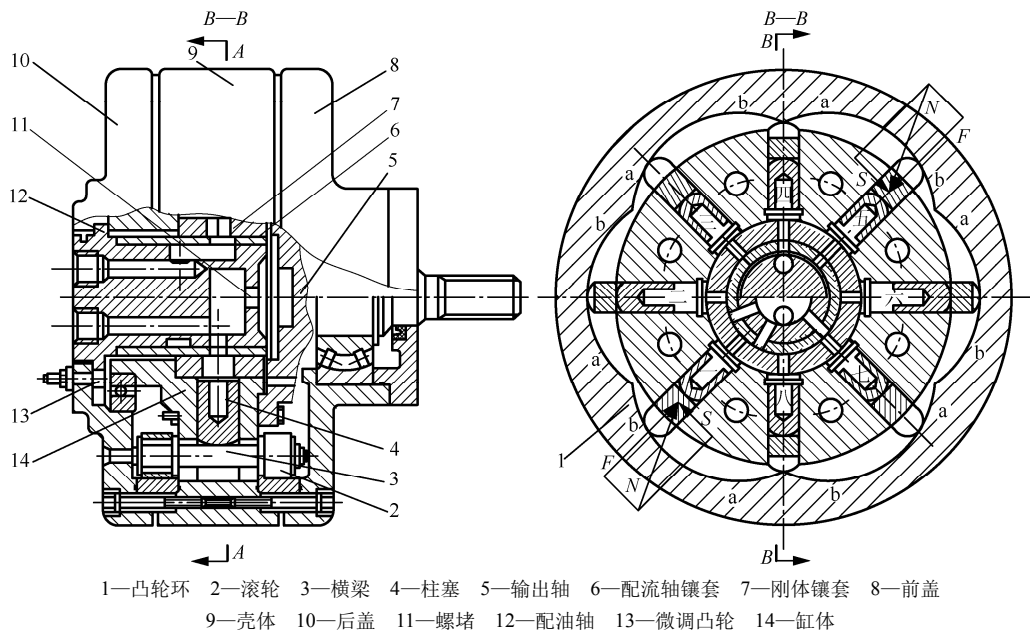


图 3-24 多作用内曲线径向柱塞式液压马达的结构

### 3.5.2 工作原理

当内曲线的 a 侧接高压油、b 侧接回油时，在图示瞬间柱塞一、五处于高压油作用下，柱塞三、七处于回油状态，柱塞二、四、六、八处于过渡状态（与高、低压均不通）。在压力油作用下的柱塞一、五产生沿柱塞中心线方向的推力  $N'$ ， $N'$  作用在滚轮组的横梁上，并将滚轮紧压在曲线形的轨道曲面上。轨道面产生一个反作用力  $N$ ，此力的切向分力经横梁传给缸体，产生转矩，驱动缸体沿逆时针方向旋转。当油口换接时（即 a 侧接回油，b 侧接高压油），则缸体在柱塞三、七所产生的转矩作用下，沿顺时针方向旋转。

## 本章小结

液压泵是液压系统的动力源。构成液压泵基本条件：具有可变的密封容积，协调的配油机构，及高、低压腔相互隔离的结构。液压泵和液压马达的主要性能参数有排量、流量、压力、功率和效率；排量为几何参数，而流量则为排量和转速的乘积；实际工作压力取决于外负载；液压功率为泵的输出流量和工作压力之乘积；容积效率和机械效率分别反映了液压泵和马达的容积损失和机械损失。液压泵和液压马达根据结构形式的不同，主要分为齿轮式、叶片式、柱塞式三大类，要掌握各类泵、马达的工作原理、排量与流量的计算方法，了解其结构特点。柱塞泵是目前性能比较完善、压力和效率最高的液压泵；高性能叶片泵以脉动小、噪声低而见长；齿轮泵最大的特点是抗污染，可用于环境比较恶劣的工作条件下。液压马达是液压系统中的重要的执行元件之一，从原理上讲，液压马达是液压泵的逆工况。要注意了解低速大扭矩马达的结构特点与应用场合。

## 思考与练习

3-1 液压泵完成吸油和排油，必须具备什么条件？

3-2 要提高齿轮泵的压力需解决哪些关键问题？通常都采用哪些措施？

3-3 叶片泵能否实现反转？请说出理由并进行分析。

3-4 为什么轴向柱塞泵适用于高压？

3-5 简述齿轮泵、叶片泵、柱塞泵的优缺点及应用场合。

3-6 齿轮泵的模数  $m=4\text{ mm}$ ，齿数  $z=9$ ，齿宽  $B=18\text{mm}$ ，在额定压力下，转速  $n=2000\text{ r/min}$  时，泵的实际输出流量  $Q=30\text{ L/min}$ ，求泵的容积效率。

3-7 YB63 型叶片泵的最高压力  $P_{\max}=6.3\text{MPa}$ ，叶片宽度  $B=24\text{mm}$ ，叶片厚度  $\delta=2.25\text{mm}$ ，叶片数  $z=12$ ，叶片倾角  $\theta=13^\circ$ ，定子曲线长径  $R=49\text{mm}$ ，短径  $r=43\text{mm}$ ，泵的容积效率  $\eta_v=0.90$ ，机械效率  $\eta_m=0.90$ ，泵轴转速  $n=960\text{r/min}$ ，试求：（1）叶片泵的实际流量是多少？（2）叶片泵的输出功率是多少？

3-8 斜盘式轴向柱塞泵的斜盘倾角  $\beta=20^\circ$ ，柱塞直径  $d=22\text{mm}$ ，柱塞分布圆直径  $D=68\text{mm}$ ，柱塞数  $z=7$ ，机械效率  $\eta_m=0.90$ ，容积效率  $\eta_v=0.97$ ，泵转速  $n=1450\text{r/min}$ ，泵输出压力  $p=28\text{MPa}$ ，试计算：

（1）平均理论流量；

（2）实际输出的平均流量；

（3）泵的输入功率。

3-9 液压泵的额定流量为  $100\text{ L/min}$ ，液压泵的额定压力为  $2.5\text{MPa}$ ，当转速为  $1450\text{ r/min}$  时，机械效率为  $\eta_m=0.9$ 。由实验测得，当液压泵的出口压力为零时，流量为  $106\text{ L/min}$ ；压力为  $2.5\text{ MPa}$  时，流量为  $100.7\text{ L/min}$ ，试求：

（1）液压泵的容积效率  $\eta_v$  是多少？

（2）如果液压泵的转速下降到  $500\text{ r/min}$ ，在额定压力下工作时，估算液压泵的流量是多少？

（3）计算在上述两种转速下液压泵的驱动功率是多少？

# 第4章 液 压 缸



## 教学要求

通过本章学习，了解液压缸的分类及其特点，掌握液压缸的典型结构及设计计算。

## 引 例

在使用液压系统的机械中，需要将液压泵输出的液压能转换为机械能，完成工作机的工作要求。例如牛头刨床往复移动的刀架，组合机床的动力滑台的移动，液压叉车的举升架，液压式汽车起重机和抓斗式起重机（见例图 4-1）的支腿收放机构、起升机构、吊臂伸缩机构、变幅机构等一系列动作的实现。能够实现往复直线运动或摆动的能量转换装置，即液压缸（见例图 4-2）。

液压缸属于液压系统中的执行元件。液压缸的输入量是油液的压力和流量，输出量是速度和力。其结构简单，用途广泛，工作可靠。由于工作机的运动速度、运动形式及负载大小、负载变化的种类不同，所以液压缸的规格和种类繁多，也更应重视液压缸的设计工作相关内容，包括液压缸的参量计算及其结构设计、计算校核。



例图 4-1 抓斗起重机



例图 4-2 液压缸外形

## 4.1 液压缸的分类和工作原理

### 4.1.1 液压缸分类

液压缸用途广泛，种类繁多，分类方法各异。

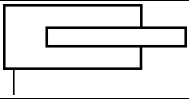
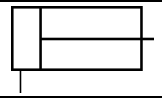
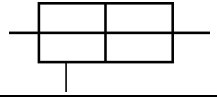
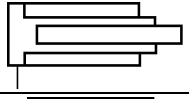
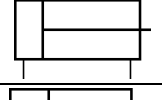
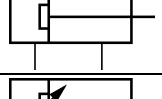
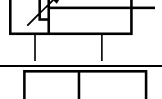
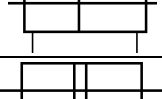
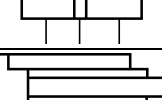


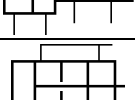
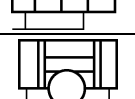

按运动形式分为往复直线运动式液压缸和摆动式液压缸；往复直线运动式液压缸按结构形式分为活塞式、柱塞式两类；活塞式液压缸根据活塞杆数的不同，可分为单杆活塞缸和双杆活塞缸。

按作用方式分为单作用液压缸和双作用液压缸。单作用液压缸是单向液压驱动，回程需借助自重、弹簧力或其他外作用力来实现。双作用液压缸的两个运动方向都靠液体压力来实现，即双向液压驱动。

按液压缸的特殊用途不同，可分为串联缸、增压缸、增速缸、步进缸等。这些缸的缸筒是几个缸筒的组合，因此又称为组合缸。

按作用方式及结构形式划分，液压缸的分类、特点及图形符号见表 4-1。

表 4-1 液压缸的分类

类型	名称		图形符号	特点
单作用液压缸	柱塞式液压缸			柱塞仅单向运动，回程是利用自重或其他外力将柱塞推回
	单杆活塞缸			活塞仅单向运动，回程是利用自重或其他外力将柱塞推回
	双杆活塞缸			活塞的两侧都装有活塞杆，只能向活塞一侧供给压力油，回程利用弹簧力、重力或其他外力
	伸缩液压缸			以短缸获得长行程。有多个相互联动的活塞，用液压油由大到小逐节推出，由小到靠外力逐节缩回
双作用液压缸	单活塞杆	普通缸		活塞双向液压驱动，双向推力和速度不等。在行程终了时不减速
		不可调缓冲缸		活塞在行程终了时减速制动，减速值不变
		可调缓冲缸		活塞在行程终了时减速制动，减速值可调
	双活塞杆	等行程等速缸		活塞双向液压驱动，双向推力和速度相等，可实现等速往复运动
		双向缸		利用对油口进、排油顺序的控制，可使两个活塞作多种配合动作的运动
	伸缩式套筒缸			以短缸获得长行程。双向液压驱动，有多个相互联动的活塞，由大到小逐节推出，由小到逐节缩回
组合液压缸	弹簧复位缸			单向液压驱动，由弹簧力复位
	增压缸			由 A 腔进油驱动，使得 B 腔输出高压油源
	串联缸			用于缸的直径受限制，而长度不受限制处，能获得较大推力
	齿条传动缸			活塞的往复运动经齿条驱动齿轮获得往复回转运动



### 4.1.2 液压缸工作原理

#### 1. 活塞缸

活塞缸根据使用要求的不同,可选用单杆活塞缸和双杆活塞缸。根据安装方式的不同,可分为缸体固定式和活塞杆固定式两种。

##### 1) 单杆活塞缸

单作用活塞缸的活塞只有一端带活塞杆。不管哪种安装方式,工作台移动范围都是活塞或缸体有效行程的两倍。缸体固定式安装形式时,左腔输入压力油,当油的压力足以克服作用在活塞杆上的负载时,推动活塞向右运动,压力不再继续上升。反之,往右腔输入压力油时,活塞向左运动,完成一次往复运动。活塞杆固定式安装形式下,活塞杆固定,左腔输入压力油时,缸体向左运动;当往右腔输入压力油时,则缸体向右运动,完成一次往复运动。

可见,液压缸将输入液体的压力能(压力和流量)转变为机械能,用来克服负载做功,输出一定的推力和运动速度。因此,缸的输入量(压力和流量)、缸的输出量(推力和速度)是液压缸的主要性能参数。

如图4-1所示为单杆活塞缸,在缸体固定形式下,不同供油形式时,各参数之间的关系分析如下。

已知活塞直径为 $D$ ,活塞杆直径为 $d$ ,则 $A_1 = \frac{\pi}{4}D^2$ 为无杆腔作用面积, $A_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ 为有杆腔作用面积。

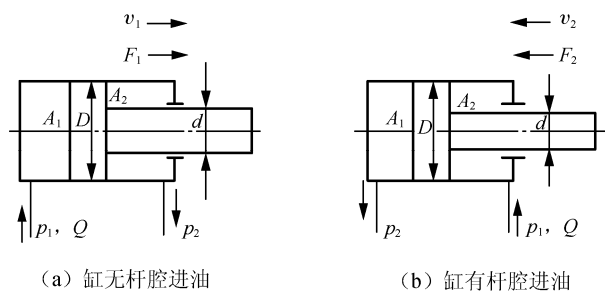


图 4-1 单杆活塞缸

##### (1) 无杆腔进油, 有杆腔回油

$$F_1 = (p_1 A_1 - p_2 A_2) \eta_m = \frac{\pi}{4} [(p_1 - p_2) D^2 + p_2 d^2] \eta_m \quad (4-1)$$

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} \eta_v = \frac{4Q}{\pi D^2} \eta_v \quad (4-2)$$

当回油腔直接接油箱时,  $F_1 = p_1 \frac{\pi}{4} D^2 \eta_m$

##### (2) 有杆腔进油, 无杆腔回油

$$F_2 = (p_1 A_2 - p_2 A_1) \eta_m = \frac{\pi}{4} [(p_1 - p_2) D^2 - p_1 d^2] \eta_m \quad (4-3)$$

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} \eta_v = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} \eta_v \quad (4-4)$$

当回油腔直接接油箱时,  $F_2 = p_1 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \eta_m$

结论: 由于液压缸两腔的有效工作面积不等, 分别为  $A_1$ 、 $A_2$ , 在两个方向上的输出推力和速度也不等。有杆腔进油的时候推力大; 无杆腔进油的时候速度大。

定义两个方向上的速度的比值为速比  $\lambda_v$ , 即

$$\lambda_v = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{1 - (d/D)^2}$$

在进行液压缸设计时, 已知液压缸的内径和速比则得到活塞杆的直径:

$$d = D \sqrt{\frac{\lambda_v - 1}{\lambda_v}}$$

(3) 液压缸左右两腔同时进入压力油, 即差动连接, 如图 4-2 所示。在差动连接时, 液压缸左右两腔同时进入压力油, 但因为两腔的有效作用面积不等, 故活塞向右运动。有杆腔排出的油液流量也进入无杆腔, 加大了左腔的流量, 从而加快了活塞的移动速度, 若不考虑损失, 则差动缸的活塞推力和运动速度为

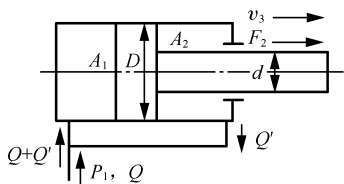


图 4-2 差动连接

$$F_3 = p_1 (A_1 - A_2) \eta_m = p_1 \frac{\pi}{4} d^2 \eta_m \quad (4-5)$$

$$v_3 = \frac{Q}{A_1 - A_2} \eta_v = \frac{4Q}{\pi d^2} \eta_v \quad (4-6)$$

差动连接时活塞（或缸筒）只能向一个方向运动, 要使它反向运动时, 油路的接法必须和非差动连接相同。反向时, 连接方式和有杆腔进油相同, 即  $F_2$ 、 $v_2$ 。要想使正反向速度相等, 则  $D = \sqrt{2}d$

把单杆活塞缸实现差动连接, 并按  $D = \sqrt{2}d$  设计缸径和杆径的油缸, 称为差动液压缸。

由式 (4-5)、式 (4-6) 可知, 差动连接时, 液压缸的有效作用面积是活塞杆的横截面积, 工作台运动速度比无杆腔进油时的大, 而输出力则较小。

差动连接是在不增加液压泵容量和功率的条件下, 实现快速运动的有效办法。这种连接方式被广泛应用于组合机床的液压动力系统和其他机械设备的快速运动中。

(4) 浮动连接:

单杆活塞缸两个油口都直接回油箱时称为“浮动连接”, 如图 4-3 所示。这时活塞杆受力为零, 速度不定。



图 4-3 浮动连接

2) 双杆活塞缸

双杆活塞缸的活塞两侧都有一根直径相等的活塞杆伸出, 见表 4-1。它也有缸体固定式和活塞杆固定式两种安装方式。缸体固定式连接时, 进出口布置在缸筒两端, 活塞通过活塞杆带动工作台移动, 工作台移动范围是活塞有效行程的 3 倍, 占地面积大。活塞杆固定式连接时, 活塞杆通过支架固定, 缸体与工作台相连, 动力由缸体传出, 工作台移动范围是活塞有效行程的 2 倍, 因此占地面积小, 但必须使用软管连接。

在缸体固定式安装形式下, 当液压缸右腔进油、左腔回油时, 活塞左移; 反之, 活塞

右移。由于两活塞杆的直径是相等的,因此,当工作压力和输入流量不变时,两个方向上输出的推力和速度是相等的,其值为

$$F_1 = F_2 = (p_1 - p_2)A\eta_m = (p_1 - p_2)\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\eta_m \quad (4-7)$$

$$v_1 = v_2 = \frac{Q}{A}\eta_v = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}\eta_v \quad (4-8)$$

活塞式液压缸中,活塞与缸筒内孔定向的配合精度要求较高,尤其对缸筒内孔的尺寸精度、几何精度和表面粗糙度有较高的要求。当液压缸行程较长时,加工比较困难。

## 2. 柱塞缸

柱塞缸输出的推力和速度为

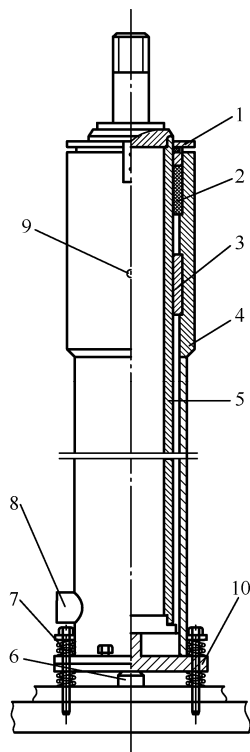
$$F = pA\eta_m = p\frac{\pi}{4}d^2\eta_m \quad (4-9)$$

$$v = \frac{Q}{A}\eta_v = \frac{4Q}{\pi d^2}\eta_v \quad (4-10)$$

式中,  $d$  为柱塞直径 (m)。

柱塞式液压缸只能是单作用缸,依靠压力油将柱塞顶出,借助工作机构的重力作用回位。由于柱塞较粗,有较大的刚性,柱塞在缸体内不接触缸壁,依靠镶嵌在缸体内的导向环保证柱塞沿中轴线移动,所以对缸体内壁的表面粗糙度没特殊要求,结构简单,制造工艺性好。特别适用于长行程的场合,如龙门刨、导轨磨、大型拉床等。叉车上的举升缸就是典型的柱塞缸。为了得到双向运动,柱塞缸常成对使用。为减轻重量,防止柱塞水平放置时因自重而下垂,常把柱塞做成空心的形式。

如图 4-5 所示为叉车上常用的一种柱塞式液压缸。



1—缸盖 2—V型密封圈 3—导向环 4—缸体 5—柱塞  
6—球面支座 7—缓冲弹簧 8—通油口 9—放气螺钉 10—缸底

图 4-4 柱塞式液压缸

## 3. 其他液压缸

### 1) 增压缸

增压缸利用两个不同有效面积的活塞获得高压,如图 4-5 所示。当输入活塞缸的液体压力为  $p_1$ ,大活塞直径为  $D$ ,小活塞直径为  $d$  时,由受力平衡方程可得

$$p_1 \frac{\pi}{4} D^2 \eta_m = p_3 \frac{\pi}{4} d^2$$

即输出的液体压力为高压,其值为

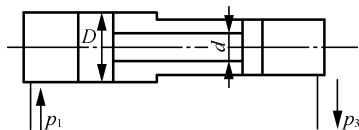


图 4-5 增压缸

$$p_3 = p_1(D/d)^2\eta_m \quad (4-11)$$

### 2) 伸缩缸

伸缩缸由两个或多个活塞缸套装而成，前一级活塞缸的活塞是后一级活塞缸的缸筒，伸出时可获得较大的行程，缩回时可保持较小的轴向尺寸。常用于翻斗、起重机和挖掘机等工程机械上。如图 4-6 所示为一种双作用式两级伸缩缸。伸出时各级活塞按有效面积大小依次先后动作，并在输入流量不变时，输出推力逐级减小，速度逐级加大。其值为

$$F_i = p_1 \frac{\pi}{4} D_i^2 \eta_{mi} \quad (4-12)$$

$$v_i = \frac{4Q}{\pi D_i^2} \eta_{vi} \quad (4-13)$$

### 3) 齿轮缸

齿轮缸由两个柱塞缸和一套齿轮齿条传动装置组成，如图 4-7 所示。柱塞的移动经齿轮齿条传动装置变成齿轮的转动，用于实现工作部件的往复摆动或间歇进给运动。

齿条液压缸的最大特点是将直线运动转换为回转运动，其结构简单，制造容易，常用于机械手和磨床的进刀机构、组合机床的回转工作台、回转夹具及自动线的转位机构。

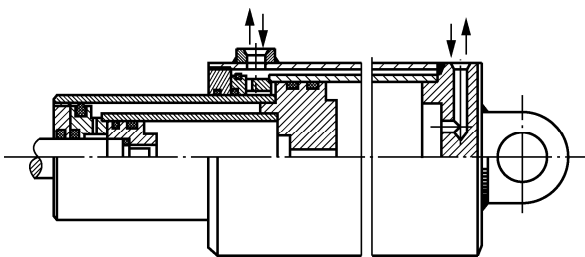


图 4-6 伸缩缸

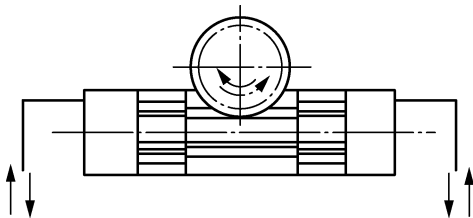
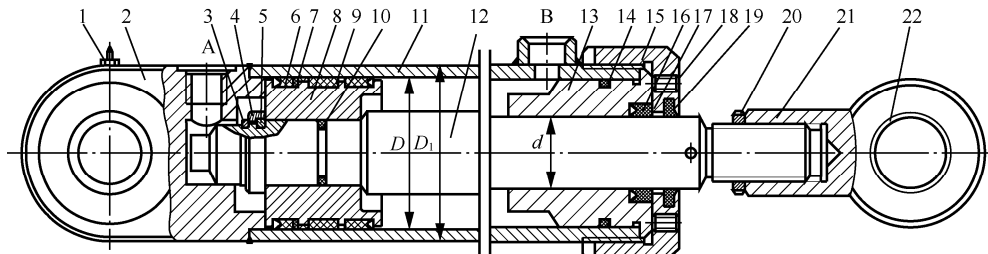


图 4-7 齿轮缸

## 4.2 液压缸典型结构

### 4.2.1 液压缸结构组成

如图 4-8 所示的是一个较常用的双作用单活塞杆式液压缸。主要由缸底 2、缸筒 11、缸盖 15、活塞 8、活塞杆 12 和导向套 13 等组成。



1—注油环 2—缸底 3—轴用弹性挡圈 4—卡键帽 5—卡键 6—小 Y 形密封圈 7—挡圈 8—活塞 9—支承环 10、14—O 形密封圈 11—缸筒 12—活塞杆 13—导向套 15—缸盖 16—Y 形密封圈 17—挡圈 18—固紧螺钉 19—防尘圈 20—圆螺母 21—轴套 22—耳环

图 4-8 双作用单活塞杆式液压缸

缸筒一端与缸底焊接，另一端与缸盖采用螺纹连接，以便拆装检修，两端设有油口 A 和油口 B。缸筒内壁表面光滑，为了避免与活塞直接接触摩擦而造成“拉缸”，活塞上套有支承环（支承环用耐磨材料聚四氟乙烯或尼龙制成）。

为使结构紧凑和便于装卸，活塞与活塞杆采用卡键连接。活塞杆表面光滑并要保证活塞杆的移动不偏离中轴线，从而避免损伤缸壁和密封件。为改善活塞杆和缸盖孔的摩擦，在缸盖一端设置了用青铜或铸铁等耐磨材料制成的导向套。考虑到活塞杆外露部分会黏附尘土，故缸盖孔口处设有防尘圈。

缸内两腔之间的密封，是靠活塞内孔的 O 形密封圈和外缘两个背靠安置的 Y<sub>x</sub> 形密封圈和挡圈来保证。导向套外缘有 O 形密封圈，内孔有 Y 形密封圈和挡圈，以防油液外漏。此外，在活塞行程的终了的缸两端均设置了缓冲装置。

缸底端部和活塞杆头部都有耳环，便于铰接。因此这种液压缸在作往复运动时，其轴线可随工作需要自由摆动，常用于液压挖掘机等工程机械。

### 4.2.2 液压缸的主要零件及装置

从上面所述的液压缸典型结构中可以看到，液压缸的结构基本上可以分为缸筒和缸盖、活塞和活塞杆、密封装置、缓冲装置和排气装置五个部分，分述如下。

#### 1. 缸筒和缸盖

缸筒是液压缸的主体，其内孔一般采用镗削、绞孔、滚压或珩磨等精密加工工艺制造。端盖装在缸筒两端，与缸筒形成封闭油腔，同样承受很大的液压力，因此，端盖及其连接件都应有足够的强度。导向套对活塞杆或柱塞起导向和支承作用，有些液压缸不设导向套，直接用端盖孔导向。一般来说，缸筒和缸盖的结构形式和其使用的材料有关。缸筒、端盖和导向套的材料选择和技术要求可参考液压设计手册。

缸筒和缸盖的连接有多种形式，如图 4-9 所示为缸筒和缸盖的常见结构形式。

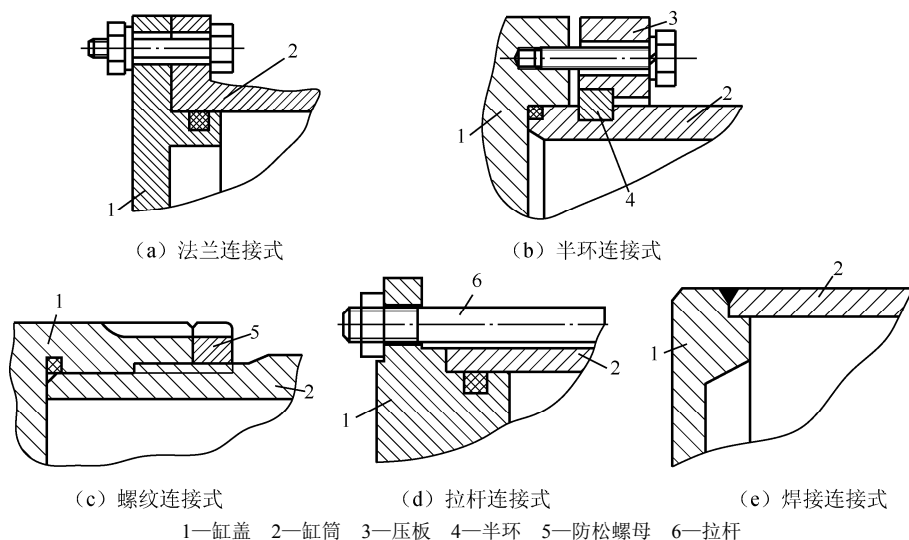


图 4-9 缸筒和缸盖结构

如图 4-9 (a) 所示为法兰连接式, 结构简单, 容易加工, 也容易装拆, 但外形尺寸和重量都较大, 常用在铸铁制的缸筒上。如图 4-9 (b) 所示为半环连接式, 它的缸筒壁部因开了环形槽而削弱了强度, 为此有时要加厚缸壁, 它容易加工和装拆, 重量较轻, 常用于无缝钢管或锻钢制的缸筒上。如图 4-9 (c) 所示为螺纹连接式, 它的缸筒端部结构复杂, 外径加工时要求保证内外径同心, 装拆要使用专用工具, 它的外形尺寸和重量都较小, 常用于无缝钢管或铸钢制的缸筒上。如图 4-9 (d) 所示为拉杆连接式, 结构的通用性大, 容易加工和装拆, 但外形尺寸较大, 且较重。如图 4-9 (e) 所示为焊接连接式, 结构简单, 尺寸小, 但缸底处内径不易加工, 且可能引起变形。

## 2. 活塞与活塞杆

活塞和活塞杆的连接形式有很多种, 有整体活塞和分体活塞。整体活塞即把活塞杆与活塞做成一体, 对于短行程的液压缸这是最简单的形式。但当行程较长时, 这种整体式活塞组件的加工较费事, 所以常把活塞与活塞杆分开制造, 然后再连接成一体。如图 4-10 所示为几种常见的活塞与活塞杆的连接形式。

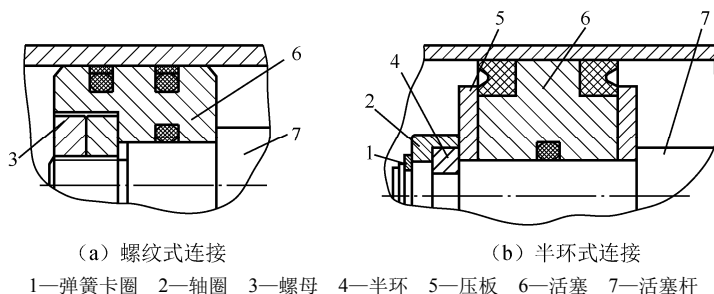


图 4-10 活塞和活塞杆的结构

如图 4-10 (a) 所示为活塞与活塞杆之间采用螺母连接, 它适用负载较小, 无冲击受力的液压缸中。螺纹连接虽然结构简单, 安装方便可靠, 但在活塞杆上车螺纹将削弱其强度, 且需备有螺帽放松装置。

如图 4-10 (b) 所示为半环式连接方式。活塞杆 7 上开有一个环形槽, 槽内装有两个半圆环 4 以夹紧活塞 6, 半环 4 由轴圈 2 套住, 而轴圈 2 的轴向位置用弹簧卡圈 1 来固定。结构复杂, 装拆不变, 但工作较可靠。

对于双出杆式活塞, 多采用一种径向销式连接结构, 用锥销把活塞固连在活塞杆上。

## 3. 密封装置

液压缸中常见的密封装置如图 4-11 所示。

如图 4-11 (a) 所示为间隙密封, 它依靠运动件间的微小间隙来防止泄漏。为了提高这种装置的密封能力, 常在活塞的表面上制出几条细小的环形槽, 以增大油液通过间隙时的阻力。它的结构简单, 摩擦阻力小, 可耐高温, 但泄漏大, 加工要求高, 磨损后无法恢复原有能力, 只有在尺寸较小、压力较低、相对运动速度较高的缸筒和活塞间使用。

如图 4-11 (b) 所示为摩擦环密封, 它依靠套在活塞上的摩擦环 (尼龙或其他高分子材料制成) 在 O 形密封圈弹力作用下贴紧缸壁而防止泄漏。这种材料效果较好, 摩擦阻力较

小且稳定,可耐高温,磨损后有自动补偿能力,但加工要求高,装拆较不便,适用于缸筒和活塞之间的密封。

如图 4-11 (c)、图 4-11 (d) 所示为密封圈 (Yx 形圈、V 形圈等) 密封,它利用橡胶或塑料的弹性使各种截面的环形圈贴紧在静、动配合面之间来防止泄漏。它结构简单,制造方便,磨损后有自动补偿能力,性能可靠,在缸筒和活塞之间、缸盖和活塞杆之间、活塞和活塞杆之间、缸筒和缸盖之间都能使用 (具体结构见第 6 章)。

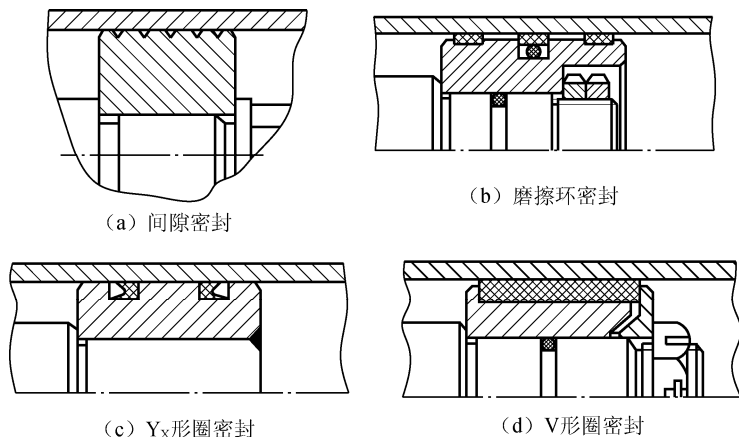


图 4-11 密封装置

对于活塞杆外伸部分来说,由于它很容易把污物带入液压缸,使油液受污染、密封件被磨损,因此常需在活塞杆密封处增添防尘圈,并放在向着活塞杆外伸的一端。

#### 4. 缓冲装置

液压缸一般都设置缓冲装置,特别是对大型、高速或要求高的液压缸,为了防止活塞在行程终点时和缸盖或缸底相互撞击,引起噪声、冲击,甚至造成液压缸或被驱动件的损坏,则必须设置缓冲装置。

缓冲装置的工作原理是利用活塞或缸筒在其走向行程终端时,在活塞和缸盖、缸底之间封住一部分油液,强迫它从小孔或细缝中挤出,以产生很大的阻力,使工作部件受到制动,逐渐减慢运动速度,达到避免活塞和缸盖、缸底相互撞击的目的。换句话说,当活塞快速运动到接近缸盖时,增大排油阻力,使活塞缸的排油腔产生足够的缓冲压力,使活塞减速,从而避免与缸盖快速相撞。理想的缓冲装置应在整个工作过程中保持缓冲压力恒定不变,实际的缓冲装置很难做到这一点。

如图 4-12 (a) 所示间隙缓冲装置,当缓冲柱塞进入与其相配的缸盖上的内孔时,活塞与缸端之间形成密闭空间,孔中的液压油只能通过间隙  $\delta$  排出,使活塞速度降低。由于配合间隙不变,故随着活塞运动速度的降低,起缓冲作用。当缓冲柱塞进入配合孔之后,油腔中的油只能经节流阀排出。结构简单,但缓冲压力不可调节,且实现减速所需行程较长,适用于移动部件惯性不大,移动速度不高的场合。

如图 4-12 (b) 所示可调节流缓冲装置。不但有凸台和凹腔等结构,而且在端盖中装有针形节流阀和单向阀。可以根据负载情况调节节流阀开口大小,改变吸收能量的大小,因

此使用范围较广。

由于节流阀是可调的，因此缓冲作用也可调节，但仍不能解决速度减低后缓冲作用减弱的缺点。

如图 4-12 (c) 所示可变节流缓冲装置，它在活塞上开有横断面为三角形的轴向斜槽。在实现缓冲过程中能自动改变其节流口大小（随着活塞移动速度的降低而相应关小节流口），因而使缓冲作用均匀，冲击压力小，制动位置精度高。随着柱塞逐渐进入配合孔中，其节流面积越来越小，解决了在行程最后阶段缓冲作用过弱的问题。

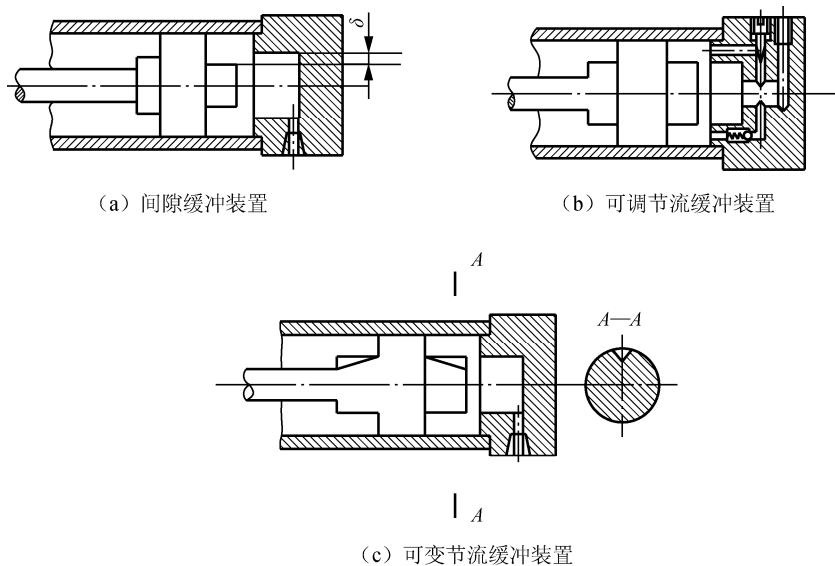


图 4-12 液压缸的缓冲装置

## 5. 排气装置

液压缸在安装过程中或长时间停放重新工作时，液压缸里和管道系统中会渗入空气，使系统工作不稳定，产生振动、爬行或前冲等现象，严重时会使系统不能正常工作，需将缸里和系统中的空气排出。因此，设计液压缸时，必须考虑空气的排除。

一般可利用空气较轻的原则，缸内空气都聚集在缸内最高部位处，液压油出入口布置在前后盖板的最高处，以便把空气带走。如不能在最高处设置油口时，可在最高处安装排气装置。常见的排气装置有两种形式，一种是在缸盖的最高部位处开排气孔，用长管道接向远处排气阀排气（如图 4-13 (a) 所示）；另一种是在缸盖最高部位安放排气塞（如图 4-13 (b)、(c) 所示）。两种排气装置都是在液压缸排气时打开，让它空行程往复移动数次，排气完毕后关闭。

一般双作用式液压缸不设专用的放气孔，而是将液压油出口布置在前后盖板的最高处。大型双作用式液压缸则必须在前后端盖板设放气栓塞。对于单作用式液压缸液压油出入口一般设在缸筒底部，在最高处设放气栓塞。



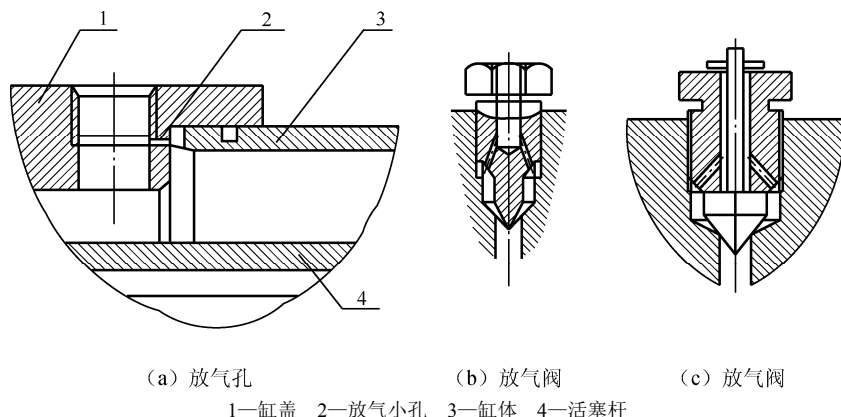


图 4-13 放气装置

### 4.3 液压缸的设计和计算

液压缸用于实现往复直线运动和摆动，是液压系统中最广泛应用的一种液压执行元件。液压缸有时需专门设计。在设计液压缸时，正确选择液压缸的类型是所有设计计算的前提。在选择液压缸的类型时，要从机器设备的动作特点、行程长短、运动性能等要求出发，同时还要考虑到主机的结构特征给液压缸提供的安装空间和具体位置。

设计液压缸的主要内容如下。

- (1) 根据需要的推力计算液压缸内径及活塞杆直径等主要参数。
- (2) 对缸壁厚度、活塞杆直径、螺纹连接的强度及油缸的稳定性等进行必要的校核。
- (3) 确定各部分结构，其中包括密封装置、缸筒与缸盖的连接、活塞结构及缸筒的固定形式等。
- (4) 绘制装配图、零件图及编写设计说明书。

#### 4.3.1 液压缸设计中应注意的问题

液压缸的设计和使用正确与否，直接影响到它的性能和是否容易发生故障。在这方面，经常碰到的是液压缸安装不当、活塞杆承受偏载、液压缸或活塞下垂以及活塞杆的压杆失稳等问题。所以，在设计液压缸时，必须注意以下几点：

- (1) 尽量使液压缸的活塞杆在受拉状态下承受最大负载，或在受压状态下具有良好的稳定性。
- (2) 考虑液压缸行程终了处的制动问题和液压缸的排气问题。缸内如无缓冲装置和排气装置，系统中需有相应的措施，但是并非所有的液压缸都要考虑这些问题。
- (3) 正确确定液压缸的安装、固定方式。如承受弯曲的活塞杆不能用螺纹连接，要用止口连接。液压缸不能在两端用键或销定位。只能在一端定位，为的是不致阻碍它在受热时的膨胀。如冲击载荷使活塞杆压缩。定位件须设置在活塞杆端，如为拉伸则设置在缸盖端。
- (4) 液压缸各部分的结构需根据推荐的结构形式和设计标准进行设计，尽可能做到结构简单、紧凑、加工、装配和维修方便。

(5) 在保证能满足运动行程和负载力的条件下, 应尽可能地缩小液压缸的轮廓尺寸。

(6) 要保证密封可靠, 防尘良好。液压缸可靠的密封是其正常工作的重要因素。如泄漏严重, 不仅降低液压缸的工作效率, 甚至会使其不能正常工作(如满足不了负载力和运动速度要求等)。良好的防尘措施, 有助于提高液压缸的工作寿命。

### 4.3.2 液压缸主要尺寸确定

液压缸是液压传动的执行元件, 它和主机工作机构有直接的联系, 对于不同的机种和机构, 液压缸具有不同的用途和工作要求。因此, 在设计液压缸之前, 必须对整个液压系统进行工况分析, 编制负载图, 选定系统的工作压力, 然后根据使用要求选择结构类型, 按负载情况、运动要求、最大行程等确定其主要工作尺寸, 进行强度、稳定性和缓冲验算, 最后再进行结构设计。

在液压系统章节介绍如何选定系统工作压力内容, 然后根据使用要求, 结合不同种类液压缸的特点选择液压缸结构类型, 下面只着重介绍如何确定计算液压缸的结构尺寸。

液压缸的结构尺寸主要有三个: 缸筒内径  $D$ 、活塞杆外径  $d$ 、缸筒长度  $L$ 。

(1) 缸筒内径  $D$ 。液压缸的缸筒内径  $D$  是根据负载的大小和选定工作压力或往返运动速度比和输入流量, 按本章有关公式进行计算, 求得液压缸的有效工作面积, 从而得到缸筒内径  $D$ , 再从 GB2348—2001 标准中选取最接近的标准值作为所设计的缸筒内径。

(2) 活塞杆外径  $d$ 。活塞杆外径  $d$  通常先从满足速度或速度比的要求来选择, 然后再校核其结构强度和稳定性。也可根据活塞杆受力状况来确定, 见表 4-2。均需按 GB2348—2001 标准进行圆整后得出。行业标准 JB/T 7939—1999 规定了单杆活塞缸两腔面积比的标准系列。

表 4-2 机床液压缸活塞杆直径推荐值

活塞受力情况	受拉伸	受压缩, 工作压力 $p_1$ (MPa)		
		$p_1 \leq 5$	$5 < p_1 \leq 7$	$p_1 > 7$
活塞杆直径 $d$	$(0.3 \sim 0.5)D$	$(0.5 \sim 0.55)D$	$(0.6 \sim 0.7)D$	$0.7D$

(3) 缸筒长度  $L$ 。缸筒长度  $L$  由最大工作行程长度加上各种结构需要来确定, 即:

$$L = l + B + A + M + C$$

式中,  $l$  为活塞的最大工作行程 (m);  $B$  为活塞宽度 (m), 一般为  $(0.6 \sim 1)D$ ;  $A$  为活塞杆导向长度 (m), 取  $(0.6 \sim 1.5)D$ ;  $M$  为活塞杆密封长度 (m), 由密封方式定;  $C$  为其他长度 (m)。

一般缸筒的长度最好不超过内径的 20 倍。

### 4.3.3 液压缸强度校核

对液压缸的缸筒壁厚  $\delta$ 、活塞杆直径  $d$  和缸盖固定螺栓的直径, 在高压系统中必须进行强度校核。

#### 1. 缸筒壁厚

在中、低压液压系统中。缸筒壁厚往往由结构工艺要求决定, 一般不要求校核。在高压系统中, 缸筒壁厚校核时分薄壁和厚壁两种情况进行校核。

当  $D/\delta \geq 10$  时为薄壁, 壁厚按下式进行校核:

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]} \quad (4-14)$$

式中,  $D$  为缸筒内径 (m);  $p_y$  为缸筒试验压力, 当缸的额定压力  $p_n \leq 16\text{MPa}$  时, 取  $p_y = 1.5p_n$ , 当缸的额定压力  $p_n > 16\text{MPa}$  时, 取  $p_y = 1.25p_n$ ;  $[\sigma]$  为缸筒材料的许用应力,  $[\sigma] = \sigma_b / n$ ,  $\sigma_b$  为材料的抗拉强度;  $n$  为安全系数, 一般取  $n = 5$ 。

当  $D/\delta < 10$  时为厚壁, 壁厚按下式进行校核:

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p_y}{[\sigma] - 1.3p_y}} - 1 \right) \quad (4-15)$$

## 2. 活塞杆直径

活塞杆的直径  $d$  按下式进行校核:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad (4-16)$$

式中,  $F$  为活塞杆上的作用力;  $[\sigma]$  为活塞杆材料的许用应力,  $[\sigma] = \sigma_b / 1.4$ 。

## 3. 液压缸盖固定螺栓直径

液压缸盖固定螺栓直径按下式计算:

$$d \geq \sqrt{\frac{5.2kF}{\pi Z[\sigma]}} \quad (4-17)$$

式中,  $F$  为液压缸负载 (N);  $Z$  为固定螺栓个数;  $k$  为螺纹拧紧系数,  $k = 1.12 \sim 1.5$ ;  $[\sigma] = \sigma_s / (1.2 \sim 2.5)$ ,  $\sigma_s$  为材料的屈服极限 (Pa)。

### 4.3.4 液压缸稳定性校核

活塞杆受轴向压缩负载时, 其直径  $d$  一般不小于长度  $L$  的  $1/15$ 。当  $L/d \geq 15$  时, 须进行稳定性校核, 应使活塞杆承受的力  $F$  不能超过使它保持稳定工作所允许的临界负载  $F_k$ , 以免发生纵向弯曲, 破坏液压缸的正常工作。 $F_k$  的值与活塞杆材料性质、截面形状、直径和长度及缸的安装方式等因素有关。活塞杆稳定性的校核按下式进行:

$$F \leq F_k / (2 \sim 4) \quad (4-18)$$

当活塞杆的细长比  $l/r_k > \psi_1 \sqrt{\psi_2}$  时,

$$F_k = \psi_2 \pi^2 EJ / l^2$$

当活塞杆的细长比  $l/r_k \leq \psi_1 \sqrt{\psi_2}$  时, 且  $\psi_1 \sqrt{\psi_2} = 20 \sim 120$  时, 则

$$F_k = \frac{fA}{1 + \frac{a}{\psi_2} \left( \frac{l}{r_k} \right)^2} \quad (4-19)$$

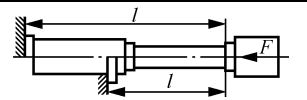
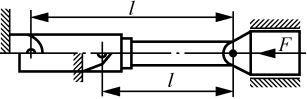
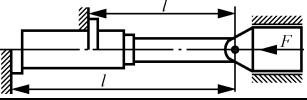
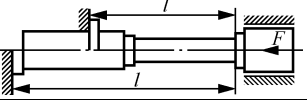
式中,  $l$  为安装长度 (m), 其值与安装方式有关, 见表 4-4;  $r_k$  为活塞杆横截面最小回转半径 (m),  $r_k = \sqrt{J/A}$ ;  $\psi_1$  为柔性系数, 其值见表 4-3;  $\psi_2$  由液压缸支承方式决定的末端系数, 其值见表 4-4;  $E$  为活塞杆材料的弹性模量 (Pa);  $J$  为活塞杆横截面惯性矩 ( $\text{m}^4$ );  $A$

为活塞杆横截面积 ( $\text{m}^2$ );  $f$  由材料强度决定的实验值, 其值见表 4-3;  $a$  为系数, 其值见表 4-3。

表 4-3  $\psi_1$ 、 $f$ 、 $a$  的值

材料	$f$ (MPa)	$a$	$\psi_1$
铸铁	560	1/1600	80
锻铁	250	1/9000	110
软钢	340	1/7500	90
硬钢	490	1/5000	85

表 4-4 液压缸支承方式和末端系数  $\psi_2$  的值

支承方式	支承说明	末端系数 $\psi_2$
	一端自由一端固定	1/4
	两端铰接	1
	一端铰接一端固定	2
	两端固定	4

### 4.3.5 缓冲计算

液压缸的缓冲计算主要是估计缓冲时缸中出现的最大冲击压力, 以便用来校核缸筒强度、制动距离是否符合要求。缓冲计算中如发现工作腔中的液压能和工作部件的动能不能全部被缓冲腔所吸收时, 制动中就可能产生活塞和缸盖相碰现象。

液压缸在缓冲时, 缓冲腔内产生的液压能  $E_1$  和工作部件产生的机械能  $E_2$  分别如下

$$E_1 = p_c A_c l_c \quad (4-20)$$

$$E_2 = p_p A_p l_c + \frac{1}{2} m v_0^2 - F_f l_c \quad (4-21)$$

式中,  $p_c$  为缓冲腔中的平均缓冲压力 (Pa);  $p_p$  为高压腔中的油液压力 (Pa);  $A_c$  为缓冲腔、高压腔的有效工作面积 ( $\text{m}^2$ );  $l_c$  为缓冲行程长度 (m);  $m$  为工作部件质量 (kg);  $v_0$  为工作部件运动速度 (m/s);  $F_f$  为摩擦力 (N)。

式 (4-21) 中等号右边第一项为高压腔中的液压能, 第二项为工作部件的动能, 第三项为摩擦能。当  $E_1 = E_2$  时, 工作部件的机械能全部被缓冲腔液体所吸收, 由上两式得:

$$p_c = \frac{E_2}{A_c l_c} \quad (4-22)$$

如缓冲装置为节流口可调式缓冲装置, 在缓冲过程中缓冲压力逐渐降低, 假定缓冲压力线性地降低, 则最大缓冲压力即冲击压力为

$$p_{c\max} = p_c + \frac{mv_0^2}{2A_c l_c}$$

如缓冲装置为节流口变化式缓冲装置, 则由于缓冲压力  $p_c$  始终不变, 最大缓冲压力的值为

$$p_{c\max} = \frac{E_2}{A_c l_c}$$

#### 4.3.6 拉杆计算

有些液压缸的缸筒和两端缸盖是用四根或更多根拉杆组装成一体的。拉杆端部有螺纹, 用螺帽固紧到给拉杆造成一定的应力, 以使缸盖和缸筒不会在工作压力下松开而产生泄漏。拉杆计算的目的是针对某一规定的分离压力值估算出拉杆的预加载荷量。

令  $F_1$  为预加在拉杆上的拉力, 拉杆产生拉伸变形, 同时缸筒产生压缩变形。

拉杆的变形量(伸长量)  $\delta_T$  为

$$\delta_T = \frac{F_1}{K_T} \quad (4-23)$$

式中,  $K_T$  为拉杆的刚度(N/m),  $K_T = \frac{A_T E_T}{L_T}$ ;  $A_T$  为拉杆的受力总截面积( $m^2$ );  $L_T$  为拉杆的长度(m);  $E_T$  为拉杆材料的弹性模量(Pa)。

缸筒的变形量(压缩量)  $\delta_C$  为

$$\delta_C = \frac{F_1}{K_C}$$

式中,  $K_C$  为缸筒的刚度(N/m),  $K_C = \frac{A_C E_C}{L_C}$ ;  $A_C$  为缸筒的受力总截面积( $m^2$ );  $L_C$  为缸筒的长度(m);  $E_C$  为缸筒材料的弹性模量(Pa)。

当液压缸在压力  $p$  下工作时, 缸盖和缸筒间的接触力变为  $F_C$ , 拉杆中的拉力将增大至  $F_T = F_C + pA_p$  ( $A_p$  为活塞的有效工作面积)。相应地, 拉杆和缸筒因此都增加了相同的变形量, 即

$$\Delta_T = \Delta_C$$

式中,  $\Delta_T = \frac{F_T - F_1}{K_T}$  为拉杆增大的变形量(m);  $\Delta_C = \delta_C - \varepsilon_C L_C$  为缸筒增加的伸长量(m),

$\varepsilon_C$  缸筒的轴向应变,  $\varepsilon_C = \frac{F_C}{A_C E_C} - \frac{\mu(\sigma_h + \sigma_r)}{E_C} = \frac{F_C}{A_C E_C} - \frac{2\mu p A_p}{A_C E_C}$ ,  $\sigma_h$  和  $\sigma_r$  分别为缸筒筒壁中的切向和径向应力(Pa),  $\mu$  为缸筒材料的泊松比。

由上分析可得

$$F_T = F_1 + \frac{(1-2\mu)pA_p}{1 + \frac{K_C}{K_T}} = F_1 + \xi p A_p \quad (4-24)$$

式中的  $\xi$  定义为压力负载系数, 与拉杆和缸筒的材料性质及结构尺寸有关。

$$\xi = \frac{1-2\mu}{1+\frac{K_C}{K_T}} = \frac{1-2\mu}{1+\frac{A_C E_C L_T}{A_T E_T L_C}} \quad (4-25)$$

当液压缸中压力达到规定的分离压力  $p_s$  时, 缸盖和缸筒分离,  $F_C = 0$ , 此时  $F_T = p_s A_p$ , 由此可求得拉杆上应施加的预加载荷为

$$F_1 = (1-\xi)p_s A_p \quad (4-26)$$

上式适用于活塞到达全行程的终端且活塞力全由缸盖来承受的情况。实践证明, 活塞在零行程处的  $\xi$  值是在全行程中的一倍。这表明, 活塞在零行程处使缸盖和缸筒分离所需的压力比规定的分离压力还要高些。

## 本章小结

液压缸作为液压系统中的执行元件, 实现往复直线运动或摆动, 由于结构简单、设计制造容易等优点, 因而在各类液压系统中应用得非常普遍。本章对常用的几种液压缸的结构特点、主要性能参数进行了介绍。

通过本章学习, 要求了解各类液压缸的结构特点、性能特点及应用特点, 掌握有关性能参数的计算方法。了解液压缸的设计计算方法步骤, 在设计计算中要参照符合相关国家标准, 如 GB/T 2348—2001, 便于选用标准密封件和附件。

## 思考与练习

4-1 常见的液压缸有哪些类型? 结构上各有什么特点? 各用于什么场合?

4-2 液压缸的主要性能参数有哪些? 如何计算?

4-3 简述液压缸的工作原理。

4-4 试述柱塞式液压缸的特点。

4-5 试述伸缩式液压缸的特点。

4-6 液压缸的缓冲装置的功用及类型有哪些?

4-7 液压缸为什么要设置排气装置?

4-8 分析单活塞杆液压缸, 活塞杆固定式的安装方式, 在有杆腔供油、无杆腔供油和差动连接时各缸产生的推力、速度大小及运动方向。已知活塞和活塞杆的直径分别为  $D$ 、 $d$ , 进入液压缸的流量为  $Q$ , 压力为  $p$  (画图, 并标出运动方向)。

4-9 两个结构和尺寸均相同、相互串联的液压缸, 无杆腔面积  $A_1 = 1 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ , 有杆腔面积  $A_2 = 0.8 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ , 输入压力  $p_1 = 0.9 \text{ MPa}$ , 输入流量  $Q_1 = 12 \text{ L/min}$ 。不计损失和泄漏, 试求:

(1) 两缸承受相同负载  $F_1 = F_2$  时, 负载和速度各为多少?

(2)  $F_1 = 0$  时, 缸 2 能承受的负载  $F_2$  为多少?

(3)  $F_2 = 0$  时, 缸 1 能承受的负载  $F_1$  为多少?

4-10 一单杆活塞杆快进时采用差动连接, 快退时有杆腔供油, 设缸快进、快退的速度

均为  $0.1\text{m/s}$ ，工进时杆受压，推力为  $25000\text{N}$ 。已知输入流量  $Q_1 = 25\text{L/min}$ ，背压  $p_2 = 0.2\text{MPa}$ ，试求：

- (1) 缸和活塞杆直径  $D$ 、 $d$ 。
- (2) 缸筒壁厚，缸筒材料为 45 号钢。
- (3) 如活塞杆铰接，缸筒固定，安装长度为  $1.5\text{m}$ ，校核活塞杆的纵向稳定性。

4-11 一个柱塞缸柱塞固定，缸筒运动，压力油从空心柱塞中通入压力为  $p$ ，流量为  $Q$ ，缸筒直径为  $D$ ，柱塞外径为  $d$ ，内孔直径为  $d_0$ ，试求柱塞缸所产生的推力  $F$  和运动速度  $v$ 。

4-12 简述液压缸的设计步骤。

## 第5章 液压控制阀



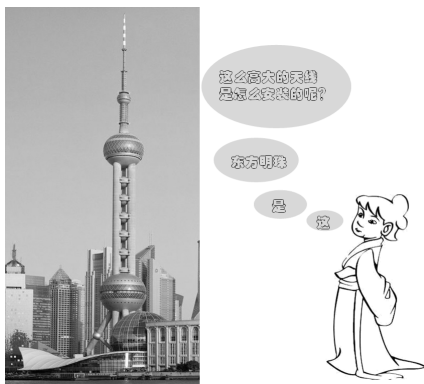
### 教学要求

通过本章学习,掌握各种液压控制阀的基本概念、结构、工作原理、性能特点;会运用本章知识对液压传动与控制系统中各类液压控制阀进行功能分析和设计,为液压系统的设计、维护打下基础。

### 引例

东方明珠广播电视塔建造在上海浦东陆家嘴,与外滩南京路一江之隔,与黄浦江上南浦大桥和杨浦大桥相辉映,呈“双龙戏珠”之势。这座广播电视塔高468m,成为上海的标志性建筑。

上海东方明珠广播电视塔的钢天线桅杆全长118m,总重450t。将其在地面组装后,整体提升到标高为350m的电视塔混凝土单筒体顶部安装就位,是电视塔建设工程的技术关键。该工程采用了液压同步整体提升技术,解决了这一难题。钢天线桅杆液压同步整体提升的核心设备就采用了电液比例流量阀、液控单向阀、电磁换向阀等一系列液压控制阀,获得了满意的提升和控制效果。



例图 5-1 东方明珠

### 5.1 概 述

在液压系统中,除需要液压泵供油和液压执行元件来驱动工作装置外,还要配备一定数量的液压控制阀来对液流的流动方向、压力的高低及流量的大小进行控制,以满足负载



的工作要求。因此，液压控制阀是直接影响液压系统工作过程和工作特性的重要元件。

各类液压控制阀虽然形式不同，控制的功能各有所异，但都具有共性。首先，在结构上，所有的阀都由阀体、阀芯和驱使阀芯动作的零部件（如弹簧、电磁铁）等组成；其次，在工作原理上，所有阀的开口大小、阀的进/出口口间的压差及通过阀的流量之间的关系都符合孔口流量公式（ $Q = K A \Delta p^m$ ），只是各种阀控制的参数不同而已。如压力阀控制的是压力，流量阀控制的是流量等。因而，根据其内在联系、外部特征、结构和用途等方面的不同，可将液压阀按以下不同的方式进行分类。

### 5.1.1 液压控制阀按功用分类

（1）方向控制阀。用来控制和改变液压系统中液流方向的阀类统称为方向控制阀，如单向阀、换向阀等。

（2）压力控制阀。用来控制和调节液压系统中液流的压力或利用压力进行控制的阀类称为压力控制阀，如溢流阀、减压阀、顺序阀、压力继电器、电液比例溢流阀、电液比例减压阀等。

（3）流量控制阀。用来控制和调节液压系统中液流流量的阀类统称为流量控制阀，如节流阀、调速阀、分流阀、集流阀、电液比例流量阀等。

除了以上三大类液压阀，还有复合控制阀和工程机械专用阀。

### 5.1.2 液压控制阀按控制方式分类

液压控制阀按照控制方式可分为手动控制阀、机械控制阀、液压控制阀、电动控制阀、电液控制阀等主要类型。

### 5.1.3 液压控制阀按控制信号形式分类

（1）开关或定值控制阀（普通液压阀）。这是最常见的一类液压控制阀，这种阀借助于手轮、手柄、凸轮、电磁铁、压力液体等来控制液体的通路，定值地控制液体的流动方向、压力和流量，它们统称为开关阀，多用于普通液压传动系统。

（2）比例控制阀。这种阀用于输入输出成比例的电信号来控制液体的通路，使其实现按一定的规律成比例地控制系统中液体的流动方向、压力和流量，它多用于开环程序控制系统，满足一般工业生产对控制性能的要求。与伺服控制阀相比，其具有结构简单、价格较低、抗污染能力强等优点，因而在工业生产中得到广泛应用。

（3）伺服控制阀。这种阀能将微小的电气信号转换成大的功率输出，以控制系统中液体的流动方向、压力和流量。伺服控制阀具有很高的动态响应和静态性能，但价格昂贵、抗污染能力差，它多用于高精度、快速响应的闭环控制系统。

（4）数字控制阀。数字控制阀可直接与计算机连接，用数字信息直接控制系统中液体的流动方向、压力和流量。与电液伺服阀、电液比例阀相比，数字阀的突出特点是可直接与计算机接口相连，不需数/模转换，结构简单，价廉，抗污染能力强，工作稳定可靠，功耗小，操作维护简单，抗干扰能力强。

### 5.1.4 液压控制阀按结构形式分类

（1）滑阀类。通过圆柱形阀芯在阀体孔内的滑动来改变液流通路开口的大小，以实现

对液流的压力、流量和方向的控制。

(2) 锥阀、球阀类。利用锥形或球形阀芯的位移实现对液流的压力、流量和方向的控制。

(3) 喷嘴挡板阀类。用喷嘴与挡板之间的相对位移实现对液流的压力、流量和方向的控制。常用做伺服阀、比例阀的先导级。

### 5.1.5 液压控制阀按连接方式分类

#### 1) 管式连接

通过螺纹直接与油管连接组成系统,结构简单、重量轻,在移动式设备或流量较小的液压元件中应用较广。其缺点是元件分散布置,可能漏油的环节多,装拆维修不方便。

#### 2) 板式连接

这种连接方式的阀其各连接口均布置在同一安装面上,并用螺钉固定在与阀有对应连接口的连接板上,再用管接头和管道与其他元件连接。由于元件集中布置且装拆时不会影响系统管路,因而安装、维修方便,应用十分广泛。

#### 3) 集成连接

集成连接可以分为集成块连接、叠加阀、嵌入阀、插装阀。

(1) 集成块连接。集成块为六面体,将几个板式安装的阀用螺钉固定在一个集成块的不同侧面上,通过集成块内的孔,沟通各阀的孔道以组成不同回路。集成块连接有利于液压装置的标准化、系列化、通用化,有利于生产与设计,是一种良好的连接方式。

(2) 叠加阀。叠加阀是在板式阀基础上发展起来的、结构更为紧凑的一种形式。阀的上下面为连接接合面,各连接口分别布置在这两个面上,并且同规格阀的连接口连接尺寸相同,每个阀除其自身功能外,还起通道作用,阀相互叠装构成回路,不使用管道连接,因此结构紧凑,沿程损失很小。这种集成形式在工程机械中应用较多,如多路换向阀。

(3) 嵌入阀。将几个阀的阀芯合并在一个阀体内,阀间通过阀体内部油路沟通的一种集成形式。结构紧凑但复杂,专用性强。如磨床液压系统的操纵箱。

(4) 插装阀(盖板式)。将阀按照标准参数做成阀芯、阀套等组件,插入特定设计加工的阀体内,并配置各种功能盖板以组成不同要求的液压回路。该阀具有通流能力大、密封性好、自动化和标准化程度高、结构紧凑等特点,特别适于高压、大流量液压系统。

(5) 螺纹插装阀。螺纹插装阀与盖板式插装阀类似,但插入件与集成块的连接是符合标准的螺纹,使安装简捷方便,整个体积也相对减小,主要适用于小流量系统。

液压控制系统对液压控制阀的基本要求是动作灵敏,使用可靠,密封性能好,结构紧凑,安装调整、使用维护方便,通用性强等。

## 5.2 方向控制阀

方向控制阀主要用来通断油路或改变油液流动的方向,从而控制液压执行元件的启动或停止,改变其运动方向。它主要有单向阀和换向阀。

### 5.2.1 单向阀

单向阀控制液体只能向一个方向流动、反向截止或有控制的反向流动。单向阀按其功

能分为普通单向阀、液控单向阀。

## 1. 普通单向阀

普通单向阀简称单向阀，它只允许液体向一个方向流动，反向截止。液压系统中对单向阀的主要性能要求是：正向流动阻力损失小，反向时密封性能好，动作灵敏，工作时不应有撞击和噪声。

普通单向阀按进出液体流动方向的不同，可分为直通式和直角式两种结构。如图 5-1 所示为单向阀的结构图和图形符号。单向阀主要由阀芯、阀体和弹簧等组成。液体从  $P_1$  口流入时，克服弹簧力推动阀芯，使通道接通，液体从  $P_2$  口流出；当液体从反向流入时，液体的压力和弹簧力将阀芯压紧在阀座上，使阀口关闭，液体无法通过。如图 5-1 (a) 所示为管式连接的直通式单向阀，它只有螺纹连接形式，如图 5-1 (b) 所示为板式连接的单向阀，如图 5-1 (c) 所示为单向阀的图形符号。

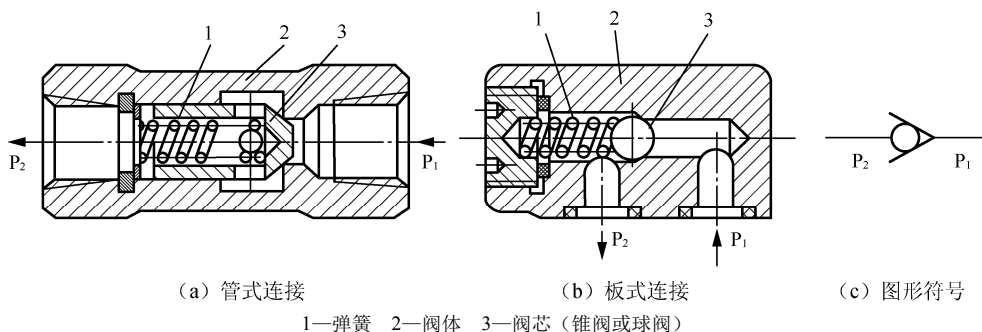


图 5-1 单向阀

单向阀中的弹簧主要是用来克服阀芯的摩擦阻力和惯性力，使单向阀工作灵敏可靠，所以普通单向阀的弹簧刚度一般都选得较小，以免油液流动时产生较大的压力降。一般单向阀的开启压力在  $0.035 \sim 0.05 \text{ MPa}$  之间，当通过其额定流量时的压力损失不应超过  $0.1 \sim 0.3 \text{ MPa}$ ，若将单向阀置于回油路中作背压阀使用时，单向阀中的弹簧应换成刚度较大的弹簧，此时阀的开启压力约为  $0.2 \sim 0.6 \text{ MPa}$ 。没有弹簧的单向阀在系统中安装时必须垂直安置，阀芯依靠本身的重量停止在阀座上。

单向阀通常安装在泵的出口处，以防止系统中的液体反向冲击而影响泵的工作；还可用来分隔通道，防止管路间的压力相互干扰等。

## 2. 液控单向阀

液控单向阀在控制口未通压力油时和普通单向阀一样，只能正向流通，反向截止；当控制口通压力油时可以实现双向流通。它由单向阀和液控装置两部分组成，如图 5-2 (a) 所示为液控单向阀的结构图，如图 5-2 (b) 所示为图形符号。当控制口  $K$  处未通入压力油（简称控制油）时，液体只能从  $P_1$  口流向  $P_2$  口（正向流通），反向截止。当控制口  $K$  处有压力油通入时，活塞 1 右侧的  $a$  腔通泄油口（图中未画出），活塞右移，推动顶杆 2 顶开阀芯 3，使  $P_1$  口和  $P_2$  口接通，这时液体便可双向流通。如图 5-2 所示的液控单向阀结构中， $K$  处通入的控制压力最小须为主油路压力的  $30\% \sim 50\%$ （而在高压系统中使用的，带卸荷阀芯

的液控单向阀其最小控制压力约为主油路压力的 5%)。

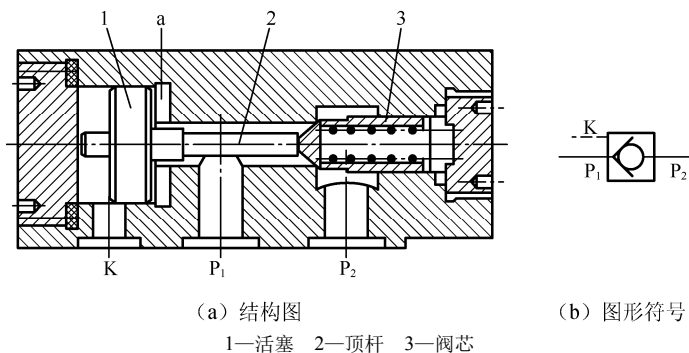


图 5-2 液控单向阀

如果将两个液控单向阀布置在同一个阀体内，就可以做出双液控单向阀，也称为液压锁。

液控单向阀具有良好的密封性能，常用于保压、锁紧和平衡等回路，用于对液压缸或液压马达进行锁闭、保压，也用于防止立式液压缸停止时的自动下滑。

### 5.2.2 换向阀

换向阀是利用阀芯对阀体的相对运动，使油路接通、关断或变换油流的方向，从而实现液压执行元件及其驱动机构的启动、停止或变换运动方向。

液压传动系统对换向阀性能的主要要求是：油液流经换向阀时压力损失要小，互不相通的油口间的泄漏要小，换向要平稳、迅速且可靠。

换向阀的种类很多，其分类方式也各有不同，一般来说按其结构可分为滑阀式换向阀、转阀式换向阀和座阀式换向阀（锥阀式、球阀式），其中最主要的是滑阀式。由于在阀芯和阀体之间有配合间隙，滑阀式换向阀泄漏是不可避免的；转阀式与滑阀式类似，仅是阀芯和阀体之间的动作是移动还是转动的区别；座阀式换向阀泄漏少。

按操作方式来分有手动、机动、电动、液动和电液动等多种；按阀芯工作时在阀体中所处的位置有二位和三位等；按换向阀所控制的通路数不同有二通、三通、四通和五通等。系列化和规格化了的标准换向阀，有专门的工厂生产。

#### 1. 换向阀的工作原理

##### 1) 滑阀式换向阀

如图 5-3 (a) 所示，当阀芯向右移动一定的距离时，由液压泵输出的压力油从阀的 P 口经 A 口输到液压缸左腔，液压缸右腔的油经 B 口流回油箱，液压缸活塞向右运动；反之，若阀芯向左移动某一距离时，液流反向，活塞向左运动。

图 5-3 (a) 中的换向阀可绘制成如图 5-3 (b) 所示的图形符号图，由于该阀阀芯相对于阀体有三个工作位置，所以用三个粗实线方框代表三个工作位置，称为三位；而该换向阀共有 P、A、B、T<sub>1</sub> 和 T<sub>2</sub> 五个油口，所以每一个方框中表示油路的通路与方框共有五个交点，称为五通。当阀芯处于中间位置时，由于各油口之间互不相通，用“⊥”或“丁”来表示；当阀芯向左移动时，该换向阀右位工作，即 P 与 B、A 与 T<sub>1</sub> 相通；当阀芯向右移动时，该换向阀左位工作，则 P 与 A、B 与 T<sub>2</sub> 相通。因此该换向阀被称为三位五通换向阀。

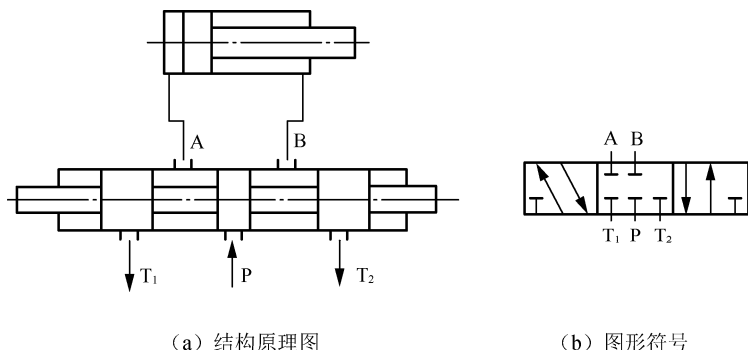


图 5-3 滑阀式换向阀的工作原理

图形符号中箭头 $\uparrow$ 、 $\downarrow$ 表示通道处于接通状态，但不表示油液的实际流向。一般来说阀的进油口用字母 P 表示，阀的出油口用 T 或 O 表示（本书用 T 表示），连接执行机构的接口用 A、B 等表示；换向阀通常有两个或两个以上的工作位置，其中一个为常态位置，通常三位阀的常态位是中间位置，二位阀的常态位是靠近弹簧的那个方框的位置。绘制系统图时，通道一般应连接在常态位上。

如图 5-4 所示为常用换向阀的位和通路的符号。

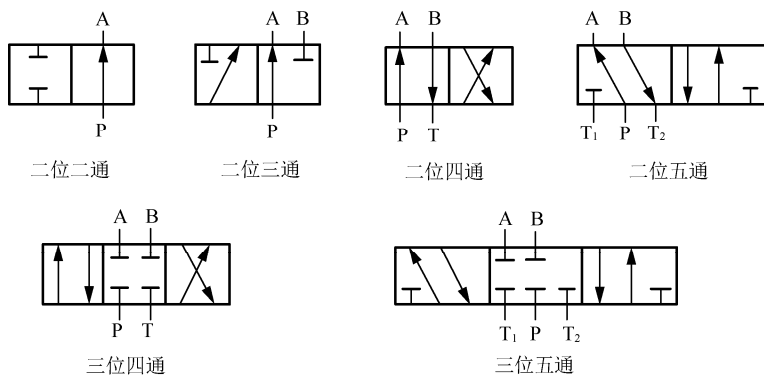


图 5-4 换向阀的位和通路的符号

换向阀常用的操纵方式有手动、机动（行程）、电动（电磁）、液动和电液动，其符号如图 5-5 所示。不同的操纵方式与不同的位、通路符号组合就可以得到不同的换向阀，如二位二通手动换向阀、三位四通电磁换向阀、三位五通电液换向阀等。

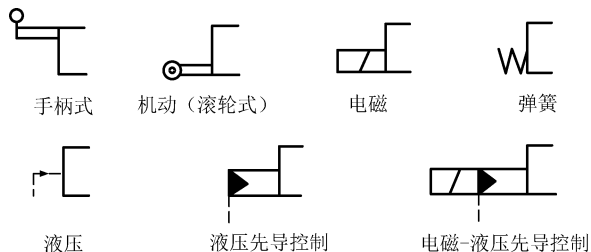
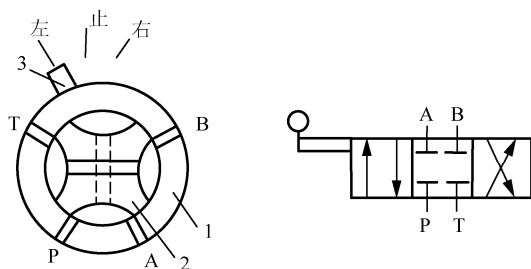


图 5-5 换向阀的操纵方式符号

## 2) 转阀式换向阀

如图 5-6 (a) 所示, 转阀由阀体 1、阀芯 2 和操纵手柄 3 组成, 在图示位置, P 口和 A 口相通、B 口和 T 口相通; 当操纵手柄转到“止”位置时, P、A、B 和 T 四油口均不相通; 当操纵手柄转换到“右”位置时, P 口和 B 口相通, A 口和 T 口相通。图形符号如图 5-6 (b) 所示, 此转阀为三位四通手动换向阀。



(a) 结构图

(b) 图形符号

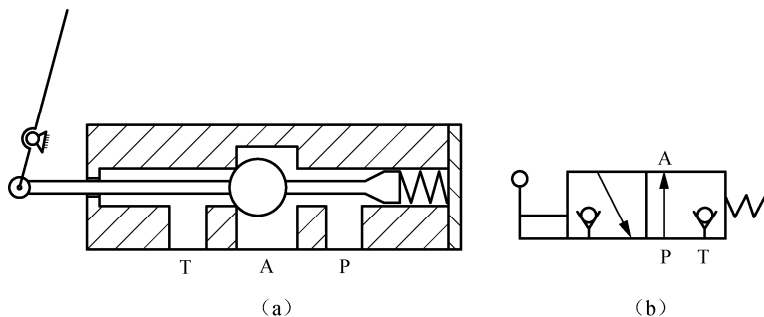
1—阀体 2—阀芯 3—手柄

图 5-6 转阀的工作原理

## 3) 座阀式换向阀

(1) 球阀式换向阀。球阀式换向阀是座阀式换向阀的一种形式。它通过变换阀体内钢球的工作位置来使阀体各油口通或断。

如图 5-7 (a) 所示为常开型二位三通手动球阀式换向阀原理图, 图示为初始状态, 在弹簧推力作用下, 钢球处于左侧阀口位置, P 口和 A 口相通, A 口与 T 口断开, 如图 5-7 (b) 所示图形符号右位工作; 若推动推杆克服弹簧力, 使钢球处于右侧阀口位置, 实现换向, P 口与 A 口断开, A 口与 T 口相通。



(a)

(b)

图 5-7 球阀式换向阀的工作原理

(2) 插装式换向阀。插装式换向阀是座阀式换向阀的一种锥阀形式, 详细内容见 5.6 节插装阀部分。

## 2. 换向阀的结构

### 1) 滑阀式换向阀

在液压传动系统中广泛采用的是滑阀式换向阀, 在这里介绍几种不同操纵方式的滑阀式换向阀。

(1) 手动换向阀。手动换向阀是利用手动杠杆来改变阀芯位置实现换向的。按换向定位方式的不同,手动换向阀有弹簧复位式和钢球定位式两种。

如图 5-8 (a) 所示为弹簧复位式,当操纵手柄的外力取消后,前者在弹簧力作用下使阀芯自动回复到初始位置。该阀适用于动作频繁、工作持续时间短的场所,操作比较安全,常用于工程机械的液压传动系统中。

如图 5-8 (b) 所示为钢球定位式,因钢球卡在定位沟槽中,可保持阀芯处于换向位置。

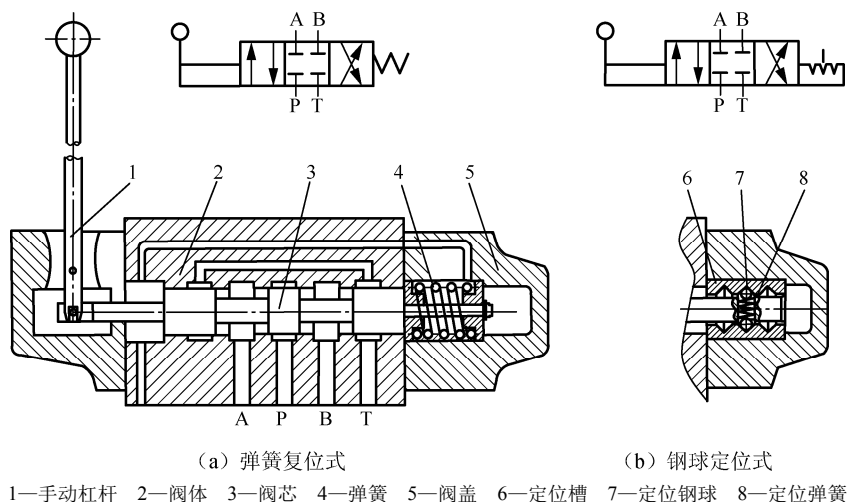


图 5-8 手动换向阀

手动换向阀的结构简单,动作可靠,有的还可人为地控制阀口的大小,从而控制执行元件的速度。但由于需要人力操纵,故只适用于间歇动作且要求人工控制的小流量场合。使用中须注意的是,定位装置或弹簧腔的泄漏油需单独用油管接入油箱,否则泄漏油积聚会产生阻力,以至于不能换向,甚至造成事故。

(2) 机动换向阀。机动换向阀又称为行程阀,它主要用来控制机械运动部件的行程,它是借助于安装在工作台上的挡铁或凸轮来迫使阀芯移动,从而控制油液的流动方向。机动换向阀通常是弹簧复位式的二位阀,有二通、三通、四通和五通几种,其中二位二通机动阀又分常闭和常开两种。

如图 5-9 (a) 所示为二位二通常闭式机动换向阀的结构,如图 5-9 (b) 所示为图形符号。这种阀必须安装在执行元件附近,在执行元件驱动工作部件的行程中,装在工作部件一侧的挡块或凸块移动到预定位置时就压下阀芯 2,使阀换位。

机动换向阀结构简单,动作可靠,换向位置精度高,改变挡块的迎角或凸块外形,可使阀芯获得合适的换向速度,减小换向冲击。由于用行程开关与电磁阀或电液换向阀配合可以很方便地实现行程控制(换向),代替机动换向阀,且机动换向阀配管困难,不易改变控制位置,因此目前国内较少生产机动换向阀。

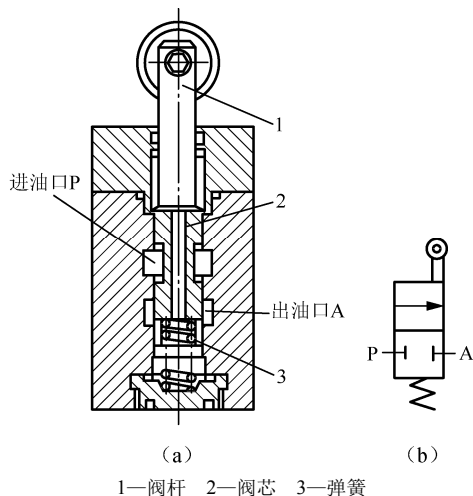


图 5-9 二位二通机动换向阀

(3) 电磁换向阀。电磁换向阀是利用电磁力推动阀芯来改变阀的工作位置。由于它可借助于按钮开关、行程开关、压力继电器等发出的信号进行控制，易于实现自动化，所以液压系统常用这类阀。在二位电磁换向阀的一端有一个电磁铁，另一端有一个复位弹簧；在三位电磁换向阀的两端各有一个电磁铁和一个对中弹簧。

如图 5-10 所示为三位四通的电磁换向阀。图示为电磁铁断电状态，在弹簧力的作用下，阀芯处在常态位（中位），P 口封闭、A、B、T 三口导通；当左侧的电磁铁通电吸合时，衔铁通过推杆将阀芯推至右端，则 P、A 口和 B、T 口分别导通，换向阀左位工作；反之，右端电磁铁通电时，换向阀就在右位工作。

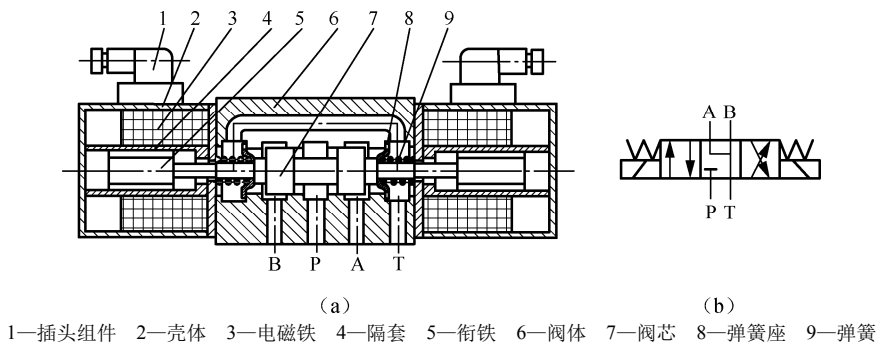


图 5-10 三位四通电磁换向阀

电磁铁按使用电源的不同，可分为交流和直流两种。按衔铁工作腔是否有油液又可分为“干式”和“湿式”。交流电磁铁启动力较大，不需要专门的电源，换向时间较短，约为 0.03~0.15s，换向冲击大，若阀芯卡住或因电源电压下降电磁铁吸力减小等原因造成衔铁不动作，干式电磁铁会在 10~15min 后烧坏线圈（湿式电磁铁为 1~1.5h），因而在实际使用中交流电磁铁允许的切换频率一般为 10 次/min，不得超过 30 次/min。直流电磁铁工作较可靠，换向时间较长，约为 0.1~0.3s，换向冲击小，体积小，寿命长，允许使用的切换频率较高，一般可达 120 次/min，最高可达 300 次/min，但需有专门的直流电源，成本较高。



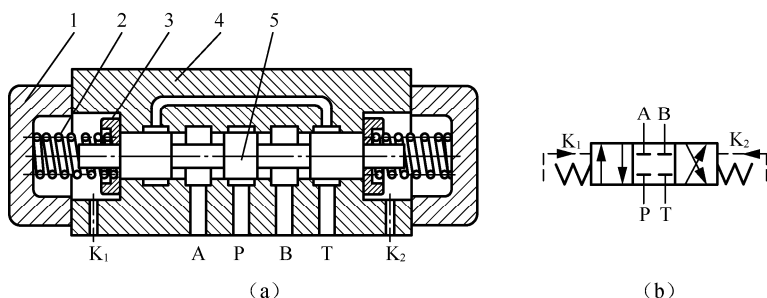
应该指出, 由于电磁铁的吸力有限, 因此电磁换向阀只适用于流量不太大的场合。当流量较大时, 应该采用液动或电液控制。

#### (4) 液动换向阀。

液动换向阀是利用控制油路的压力油来改变阀芯位置的换向阀。如图 5-11 所示为三位四通液动换向阀的结构图及图形符号。

在图 5-11 中, 阀芯两端分别接通控制口  $K_1$  和  $K_2$ , 当控制压力油从控制口  $K_1$  进入时, 推动阀芯右移,  $P$  口与  $A$  口相通,  $B$  口与  $T$  口相通; 当控制压力油从控制口  $K_2$  进入时, 则推动阀芯左移,  $P$  口与  $B$  口相通,  $A$  口与  $T$  口相通; 当两控制口都不通压力油时, 阀芯在对中弹簧的作用下处于中间位置。

液动换向阀对阀芯的操纵推力很大, 因此适用于压力高、流量大、阀芯移动行程长的场合。



1—阀盖 2—弹簧 3—弹簧座 4—阀体 5—阀芯

图 5-11 三位四通液动换向阀

#### (5) 电液动换向阀。

电液换向阀是由电磁阀和液动阀组合而成。电磁阀起先导作用, 它可以改变控制液流的方向, 从而改变液动阀阀芯的位置。由于操纵液动阀的液压推力可以很大, 所以主阀芯的尺寸一般可以做得很大, 允许有较大的油液流量通过。这样用较小的电磁铁就能控制较大的液流。

如图 5-12 所示为弹簧对中型三位四通电液换向阀的结构和图形符号。当先导电磁阀左边的电磁铁通电后使其阀芯向右边位置移动, 来自主阀  $P$  口或外接油口的控制压力油从先导电磁阀的  $P'$  口进入, 经左单向阀进入主阀左端容腔, 并推动主阀阀芯向右移动, 这时主阀芯右端容腔中的控制油液可通过右边的节流阀经先导电磁阀到  $T'$  口, 再从主阀的  $T$  口或外接油口流回油箱 (主阀芯的移动速度可由右边的节流阀调节), 使主阀  $P$  口与  $A$  口、 $B$  口和  $T$  口相通; 反之, 若先导电磁阀右边的电磁铁通电, 可使主阀  $P$  口与  $B$  口、 $A$  口与  $T$  口的油路相通; 当先导电磁阀的两个电磁铁均不带电时, 先导阀阀芯在其对中弹簧作用下回到中位, 此时来自主阀  $P$  口或外接油口的控制压力油不再进入主阀芯的左、右两容腔, 主阀芯左右两腔的油液通过先导阀与油箱相通。主阀芯在两端对中弹簧的推动下, 依靠阀体定位, 准确地回到中位, 此时主阀的  $P$ 、 $A$ 、 $B$ 、 $T$  四油口均不通。电液动换向阀除了上述的弹簧对中以外还有液压对中的, 在液压对中的电液换向阀中, 先导式电磁阀在中位时,  $A$ 、 $B$  两油口均与控制压力油口  $P$  连通, 而  $T$  则封闭, 其他方面与弹簧对中的电液换向阀基本相似。

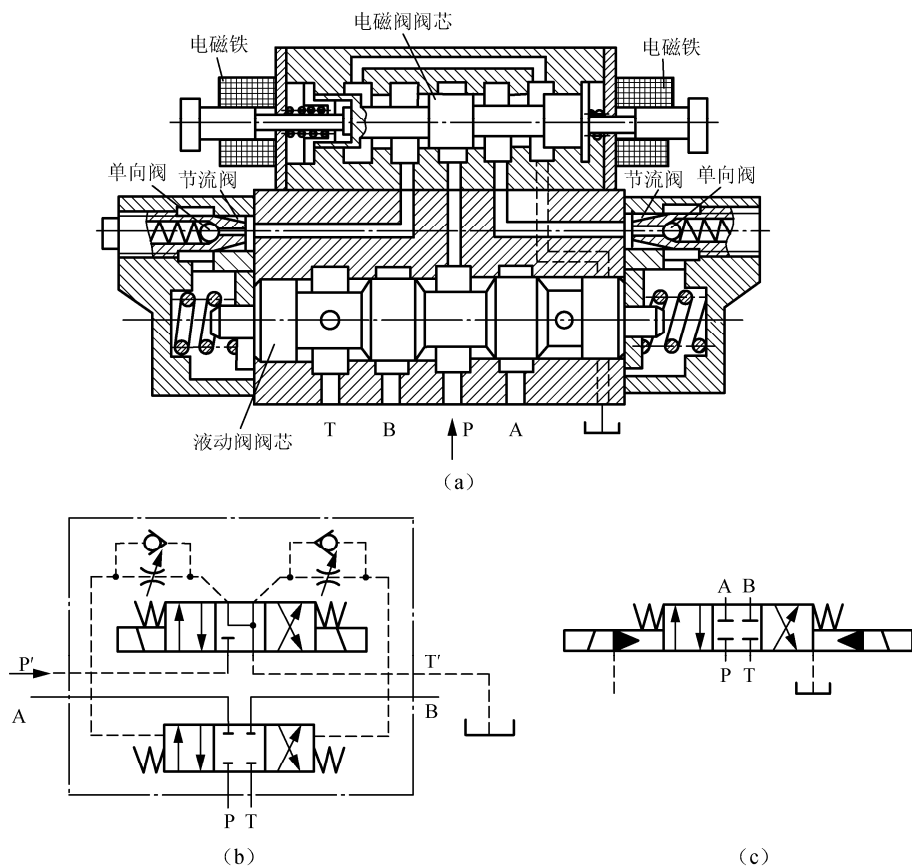


图 5-12 三位四通电液动换向阀

## 2) 球阀式换向阀

球阀式换向阀是通过变换阀体内钢球的工作位置来使阀体各油口通或断。球阀式换向阀与滑阀式换向阀相比有以下优点：阀芯不易卡死，换向和复位力小，可适用于高压（达到 63 MPa），动作可靠性高，密封性能好，反应速度快，对油液污染不敏感，换向时间短，使用介质黏度范围大，阀芯球体可直接从轴承厂获得，精度高。所以，球阀式换向阀在小流量系统中可直接用于控制主油路，在大流量系统中可作为先导控制元件。电磁球阀不具备多种位通组合形式和多种中位机能，故目前的使用范围受到限制。

球阀式换向阀有手动、机动、电动、液动和电液动等多种形式。如图 5-13 (a) 所示为常开型二位三通电磁球阀式换向阀的结构图，如图 5-13 (b) 所示为其图形符号。它主要由左右阀座 4 和 6、钢球 5、弹簧 7、推杆 2 和杠杆 3 等部分组成。图中电磁铁为断电状态，P 口的压力油一方面作用在钢球的右侧，另一方面经过通道 b 进入推杆的空腔作用在球阀的左侧，以保证钢球两侧承受的液压力平衡。钢球在弹簧的作用下压在左阀座上，P 口与 A 口相通，A 口与 T 口断开。当电磁铁通电时，衔铁推动杠杆，以 1 为支点推动推杆，克服弹簧力，使钢球压在右阀座上，实现换向，P 口与 A 口切断，A 口与 T 口相通。

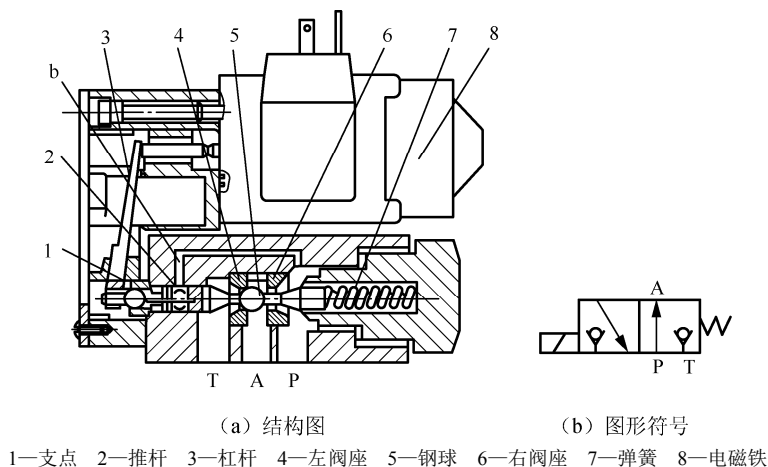


图 5-13 常开型二位三通电磁球阀式换向阀

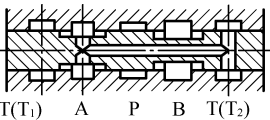


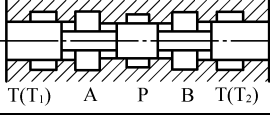


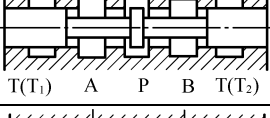


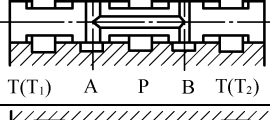


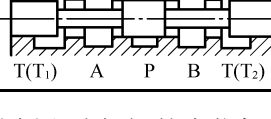


### 3. 滑阀的中位机能

三位滑阀式换向阀在中间位置时各通道的连接状态称为滑阀的中位机能。不同的滑阀中位机能可满足系统的不同要求。不同机能的阀，其阀体通用，仅是阀芯台肩结构、尺寸及内部通孔情况有区别。表 5-1 列举了三位换向阀常用的中位机能代号、滑阀状态、图形符号及其特点。

表 5-1 三位换向阀的中位机能

机能代号	中间位置时的滑阀状态	中间位置的符号		中间位置时的滑阀状态
		三位四通	三位五通	
C				P 口与 A 口沟通, B 口与 T 口都封闭, 执行元件处于停止位置
H				P 口、A 口、B 口、T 口全沟通, 执行元件处于浮动状态, 在外力(转矩)作用下可移动(转动), 液压泵卸荷
J				P 口与 A 口封闭, B 口与 T 口沟通, 执行元件停止运动, 但在外力(矩)作用下可向一边移(转)动, 液压泵不卸荷
K				P 口、A 口、T 口沟通, B 口封闭, 执行元件处于闭锁状态, 液压泵卸荷
M				P 口、T 口沟通, A 口、B 口封闭, 执行元件处于闭锁状态, 液压泵卸荷, 也可用多个 M 型换向阀并联工作

续表

机能代号	中间位置时的滑阀状态	中间位置的符号		中间位置时的滑阀状态
		三位四通	三位五通	
N				P 口与 B 口都封闭, A 口与 T 口沟通, 与 J 型机能类似, 只是 A 口与 B 口互换了, 而且功能也类似
O				P 口、A 口、B 口、T 口全封闭, 液压泵不卸荷, 执行元件闭锁, 可用于多个换向阀的并联工作
P				P 口、A 口、B 口沟通, T 口封闭, 液压泵与执行元件两腔沟通, 对单杆液压缸来说, 可组成差动回路
U				P 口和 T 口都封闭, A 口与 B 口相通; 活塞浮动, 在外力作用下可移动, 液压泵不卸荷
Y				P 口封闭, A 口、B 口、T 口相通, 执行元件浮动, 在外力 (转矩) 作用下可移动 (转动), 液压泵不卸荷

在分析和选择阀的中位机能时, 通常考虑以下几点:

(1) 系统保压与卸荷。

当液压阀的 P 口被堵塞时, 系统保压, 这时的液压泵可以用于多缸系统。如果液压阀的 P 口与 T 口相通, 这时液压泵输出的油液直接流回油箱, 没有压力, 称为系统卸荷。

(2) 换向精度与平稳性。

若 A、B 油口封闭, 液压阀从其他位置转换到中位时, 执行元件立即停止, 换向位置精度高, 但液压冲击大, 换向不平稳; 反之, 若 A、B 油口都与 T 相通, 液压阀从其他位置转换到中位时, 执行元件不易制动, 换向位置精度低, 但液压冲击小。

(3) 启动平稳性。

若 A、B 油口封闭, 液压执行元件停止工作后, 阀后的元件及管路充满油液, 重新启动时较平稳; 若 A、B 油口与 T 相通, 液压执行元件停止工作后, 元件及管路中油液泄漏回油箱, 执行元件重新启动时不平稳。

(4) 液压缸“浮动”和在任意位置上的停止。

阀在中位时, 对非差动缸使 A 口和 B 口互通, 或 A 口和 B 口与 P 口相通, 或 A 口和 B 口都与 T 口相通, 这样卧式缸呈“浮动”状态, 可利用其他机构调整其位置。当阀在中间位置时, A、B、P 三口之一堵死, 或 A 口和 B 口都与 T 口相通, 则执行机构可在任意位置停止。

三位换向阀在非中间位置有时也有某种滑阀机能, 如 OP 型和 MP 型等, 它们的符号如图 5-14 所示。OP 型和 MP 型滑阀机能主要用于差动连接回路, 以得到快速行程。

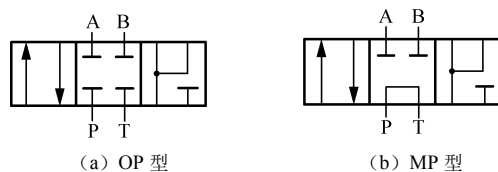


图 5-14 OP 型、MP 型中位机能

## 5.3 压力控制阀

压力控制阀是用来控制液压系统中液体压力或利用压力进行控制的阀。这类阀的共同点是利用作用在阀芯上的液压力和弹簧力相平衡的原理工作的。常用的压力控制阀有溢流阀、减压阀、顺序阀、平衡阀和压力继电器等。

### 5.3.1 溢流阀

溢流阀的主要作用是对液压系统定压或进行安全保护。几乎在所有的液压系统中都要用到它，其性能好坏对整个液压系统的正常工作有很大影响。

#### 1. 溢流阀的基本结构及其工作原理

常用的溢流阀按其结构形式和基本动作方式可归结为直动式和先导式两种。

##### 1) 直动式溢流阀

直动式溢流阀是依靠系统中的压力油直接作用在阀芯上与弹簧力等相平衡，以控制阀芯的启闭动作，直动式溢流阀的阀芯有锥阀式、球阀式和滑阀式三种形式。

如图 5-15 所示为低压直动式溢流阀。其滑阀式阀芯的下端有轴向孔，压力油由 P 口经阀芯下端的径向孔到轴向阻尼孔 a 进入滑阀的底部，形成一个向上的液压力。当进口压力较低时，阀芯在弹簧力的作用下被压在图示的最低位置。阀口（即进油口 P 和回油口 T 之间阀内通道）被阀芯封闭，阀不溢流。当阀的进口压力升高，使阀芯下端的液压力足以克服弹簧力时，阀芯向上移动，使 P 口与 T 口相通，阀溢流。阀芯上的阻尼孔 a 用来对阀芯的动作产生阻尼，以提高阀的工作平衡性，调节螺母 2 可以改变弹簧的压紧力，这样也就调整了溢流阀进口处的油液压力  $p$ 。

溢流阀是利用被控压力作为信号来改变弹簧的压缩量，从而改变阀口的通流面积和系统的溢流量来达到定压的目的。当系统压力升高时，阀芯上升，阀口通流面积增加，溢流量增大，进而使系统压力下降。溢流阀内部通过阀芯的平衡和运动构成的这种负反馈作用是其定压作用的基本原理，也是所有定压阀的基本工作原理。

由上可知，弹簧力的大小与控制压力成正比，因此如要提高被控压力一方面可用减小阀芯的面积来达到；另一方面则需增大弹簧力。因受结构限制，需采用大刚度的弹簧，这样，在阀芯相同位移的情况下，弹簧力变化较大，因而该阀的定压精度就低。所以，低压直动式溢流阀一般用于压力小于 2.5MPa 的小流量场合，由图 5-15 还可看出，在常位状态下，溢流阀进、出油口之间是不相通的；作用在阀芯上的液压力是由进口油液压力产生的，控制的是进口压力；经溢流阀阀芯到弹簧腔的泄漏油液经内泄漏通道到回油口 T。

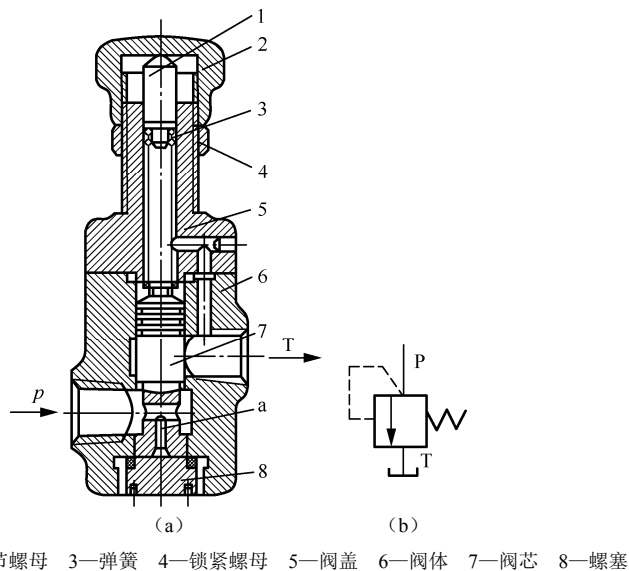


图 5-15 直动式溢流阀

## 2) 先导式溢流阀

在中高压、大流量的情况下，一般采用先导式溢流阀。先导式溢流阀是由先导阀和溢流主阀两部分组成。如图 5-16 所示为先导式溢流阀。压力油从 P 口进入，通过主阀芯上的阻尼孔 R 进入左侧油腔，并通过先导阀体上的通道进入先导阀的下腔。当溢流阀进油口 P 的压力较小时，无法推开先导阀芯 2，无油液流过阻尼孔，这时主阀芯左、右两腔的液压力相等，而在主阀芯弹簧 6 的作用下，主阀芯处在右端极限位置，P 口到 T 口的溢流通道封闭；当压力增大到先导锥阀的开启压力时，先导锥阀芯打开，油液可以经过主阀芯上的泄油通道流到 b，流回主阀的回油腔 T，实行内泄，由于阻尼孔 R 的作用，主阀芯上所受的液压力不平衡，溢流阀主阀芯右侧作用的液压力大于左侧的液压力与弹簧力之和，主阀芯开始向左运动打开 P 到 T 的通道而产生溢流，实现溢流稳压的目的。由于主阀芯的开启主要取决于阀芯左右两端的压力差，所以主阀芯只需一个刚度很小的软弹簧即可。

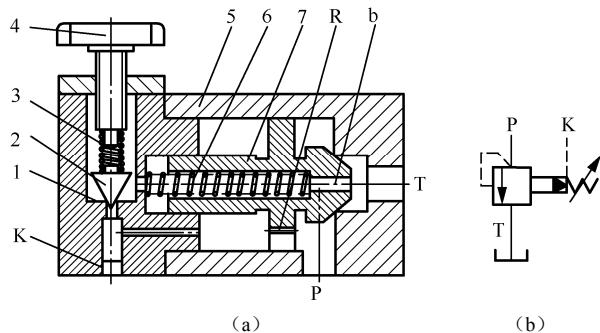


图 5-16 先导式溢流阀

调节先导阀的调压手轮，便能调整溢流压力；更换不同刚度的调压弹簧，便能得到不同的调压范围。先导式溢流阀有一个远程控制口 K，如果将 K 口用油管接到另一个远程调

压阀（远程调压阀的结构和溢流阀的先导控制部分一样），调节远程调压阀的弹簧力，即可调节溢流阀主阀芯的开启压力，从而对溢流阀的溢流压力实现远程调压。相当于给溢流阀的调压部分并联一个先导调压阀，但是，远程调压阀所能调节的最高压力不得超过溢流阀本身先导阀的调整压力。当远程控制口  $K$  通过二位二通阀接通油箱时，主阀芯左腔的压力接近于零，主阀芯阀口开得很大。由于主阀弹簧较软，这时溢流阀  $P$  口处压力很低，系统的油液在低压下通过溢流阀流回油箱，实现卸荷。

在先导式溢流阀中，先导阀的作用是控制和调节溢流压力，其阀口直径较小，即使在较高压力的情况下，作用在锥阀芯上的液压力也不大，因此调压弹簧的刚度不必很大，压力调整也比较轻便；主阀芯的两端均受油压作用，主阀弹簧也只需很小刚度，这样，当溢流量变化而引起弹簧压缩量变化时，进油口的压力变化不大。故先导式溢流阀的稳压性能优于普通直动式溢流阀。但先导式溢流阀是二级阀，其反应不如直动式溢流阀灵敏。

## 2. 溢流阀的主要性能

溢流阀是液压系统中的重要控制元件，其特性对系统的工作性能影响很大。溢流阀的静态特性主要是指压力调节范围、启闭特性等，在此做简单介绍。

（1）压力调节范围。压力调节范围是指调压弹簧在规定的范围内调节时，系统压力能平稳地上升或下降，且压力无突跳及迟滞现象时的最大和最小调定压力。溢流阀的最大允许流量为其额定流量，在额定流量下工作时溢流阀应无噪声；溢流阀的最小稳定流量取决于它的压力平稳性要求，一般规定为额定流量的 15%。

（2）启闭特性。启闭特性是指溢流阀在稳态情况下从开启到闭合的过程中，被控压力与通过溢流阀的溢流量之间的关系。它是衡量溢流阀定压精度的一个重要指标，一般用溢流阀处于额定流量、调定压力  $P_s$  时，开始溢流的开启压力  $P_K$ （溢流量为额定流量的 1% 时）及停止溢流的闭合压力  $P_B$ （溢流量减小为额定流量的 1% 以下时）分别与  $P_s$  的百分比来衡量。前者称为开启比，后者称为闭合力。显然，上述两个百分比越大，则两者越接近，溢流阀的启闭特性就越好。直动式和先导式溢流阀的启闭特性曲线如图 5-17 所示。

为保证溢流阀具有良好的静态特性，一般规定开启比应不小于 90%，闭合力不小于 85%。

（3）卸荷压力。当溢流阀的远程控制口  $K$  与油箱相连时，额定流量下的压力损失称为卸荷压力。

溢流阀除静态特性指标外还有动态特性指标，这里不多叙述。

液压系统对溢流阀的性能要求是：定压精度高，灵敏度高，工作要平稳且无振动和噪声，当阀关闭时密封好，泄漏小。

## 3. 溢流阀的应用

### 1) 调压溢流

在液压系统中用来维持定压是溢流阀的主要用途。溢流阀常用于节流调速系统中，和流量控制阀配合使用，调节进入系统的流量，并保持系统的压力基本恒定。如图 5-18（a）

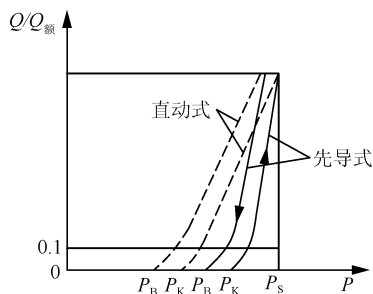


图 5-17 启闭特性曲线

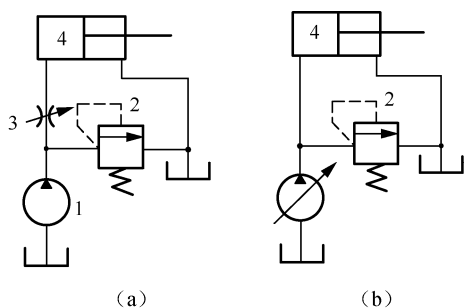


图 5-18 溢流阀工作原理

所示,溢流阀 2 并联于系统中,进入液压缸 4 的流量由节流阀 3 调节。由于定量泵 1 的流量大于液压缸 4 所需的流量,油压升高,将溢流阀 2 打开,多余的油液经溢流阀 2 流回油箱。溢流阀是常开的,由此使系统压力稳定在调定值附近,以保持系统压力恒定。

## 2) 安全保护

用于过载保护的溢流阀一般称为安全阀。如图 5-18 (b) 所示的变量泵调速系统,系统内没有多余的油液需要溢流,其工作压力由负载决定。

在正常工作时,溢流阀 2 关闭,不溢流,只有当系统过载压力升至安全阀的调整值时,阀口才打开,使变量泵排出的油液经溢流阀 2 流回油箱,以保证液压系统的安全。在正常工作时,溢流阀是常闭的,故其调定值应比系统的最高工作压力高 10%~20%,以免溢流阀打开溢流时,影响系统正常工作。

## 3) 形成背压

将溢流阀安装在系统的回油路上,可对回油产生阻力,即形成执行元件的背压。回油路存在一定的背压,可以提高执行元件的运动稳定性。这种用途的阀也称背压阀。

## 4) 使泵卸荷和远程调压

将先导式溢流阀的远程控制口直接与油箱相通或通过二位二通电磁换向阀与油箱相通,可使泵和系统卸荷。在图 5-19 中,当二位二通电磁换向阀的 P 口和 T 口处于接通状态时,系统中的油液在压力很小时便可从溢流阀的主阀芯流回油箱,使系统卸荷,泵空负荷运转。

先导式溢流阀与直动式远程调压阀(实际就是一个小溢流量的直动式溢流阀)配合使用,可实现系统的远程调压。液压系统中的液压泵、液压阀通常都组装在液压站上,为使操作人员方便就近调压,在控制台上安装一远程调压阀,如图 5-19 所示。

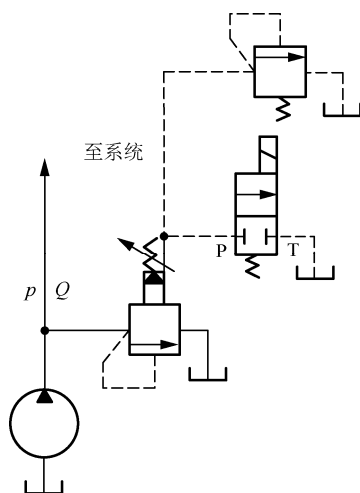


图 5-19 先导式溢流阀与远程调压阀的配合使用

## 5) 多级调压

如图 5-20 所示,先导式溢流阀接二位二通电磁换向阀后再接一调压阀,图示初始位置



换向阀不通，系统压力由先导式溢流阀调定；当电磁铁通电时，系统压力由调压阀调定，即可实现二级调压。需要注意的是先导式溢流阀本身的调定压力要高于远程控制口接的远程调压阀的调定压力。

### 5.3.2 减压阀

减压阀是使出口压力（二次压力）低于进口压力（一次压力）的一种压力控制阀。其作用是用来减低液压系统中某一支路的油液压力，使用一个油源能同时提供两个或多个不同压力的输出。减压阀在各种液压设备的夹紧系统、润滑系统和控制系统中应用较多。此外，当油液压力不稳定时，在回路中串联一个减压阀可得到一个稳定的较低的压力。根据减压阀所控制的压力不同，它可分为定值减压阀、定差减压阀和定比减压阀。通常所说的减压阀指的是定值减压阀。

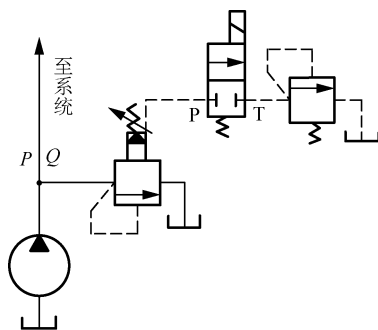


图 5-20 多级调压

#### 1. 定值减压阀

定值减压阀可以获得比进口压力低但稳定的出口工作压力。对定值减压阀的主要要求是维持出口压力稳定、受入口压力和通过流量变化的影响小。

##### 1) 直动式减压阀

如图 5-21 所示为直动式减压阀的结构原理和图形符号。 $P_1$  口是进油口， $P_2$  口是出油口，阀不工作时，阀芯在弹簧作用下处于最下端位置，阀的进、出油口是相通的，阀是常开的。若出口压力增大，使作用在阀芯下端的压力大于弹簧力时，阀芯上移，关小阀口  $H$ ，这时阀处于工作状态。若忽略其他阻力，仅考虑作用在阀芯上的液压力和弹簧力相平衡的条件，则可以认为出口压力基本上维持在某一调定值。如出口压力减小，阀芯就下移，开大阀口  $H$ ，阀口处阻力减小，压降减小，使出口压力回升到调定值；反之，若出口压力增大，则阀芯上移，关小阀口  $H$ ，阀口处阻力加大，压降增大，使出口压力下降到调定值。

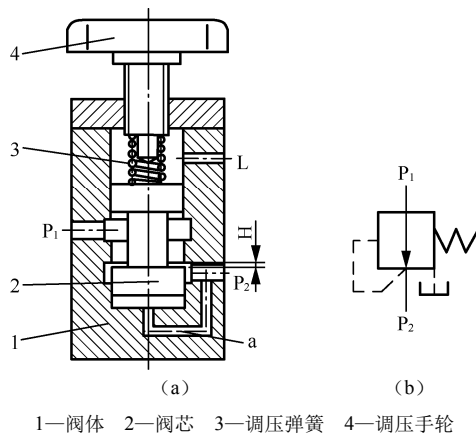


图 5-21 直动式减压阀

##### 2) 先导式减压阀

如图 5-22 所示为先导式减压阀的结构原理和图形符号。 $P_1$  口是进油口， $P_2$  口是出油口，

阀不工作时, 阀芯在弹簧作用下处于最右端位置, 阀的进、出油口是相通的, 阀是常开的。在减压阀通入压力油时, 压力油在减压口减压后从出口流出, 经减压的出口压力油经阀体上的孔道引入主阀芯的右端, 通过主阀芯上的阻尼孔  $R$  进入主阀芯的左侧油腔, 并通过先导阀体上的孔道进入先导阀的下腔。当减压阀出口的压力较小时, 先导锥阀关闭, 主阀芯左、右两腔的液压力相等, 在主阀芯弹簧的作用下, 主阀芯处在右端极限位置, 使节流减压口  $H$  大开, 减压阀不起减压作用; 当压力增大到先导锥阀的开启压力时, 先导锥阀打开, 油液经过泄油孔道  $L$  流回油箱, 实行外泄。减压阀在调定压力下正常工作时, 由于出口压力与先导阀开启压力和主阀芯弹簧力的平衡作用, 维持节流阀口  $H$  为定值。当出口压力增大时, 由于阻尼孔  $R$  的作用产生压降, 主阀芯所受的力不平衡, 使阀芯左移, 节流阀口  $H$  减小, 压降增大, 使出口压力下降到调定值; 反之, 出口的压力减小时, 阀芯右移, 节流阀口  $H$  增大, 压降减小, 使出口压力回升到调定值。同样, 通过先导式减压阀的远程控制口  $K$ , 也可以实现远程控制。

当减压阀出口油路的油液不再流动的情况下 (如所连的夹紧支路油缸运动到终点后), 由于先导阀泄油仍未停止, 减压口仍有油液流动, 阀就仍然处于工作状态, 出口压力也就保持调定数值不变。

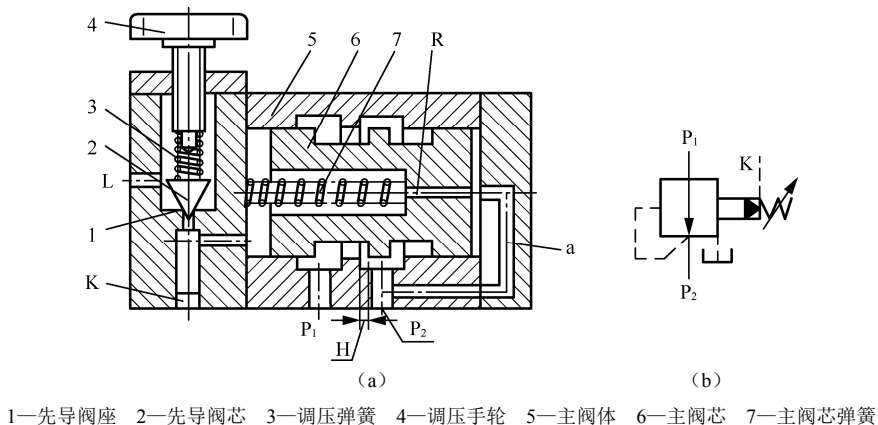


图 5-22 先导式减压阀

将减压阀和溢流阀进行比较, 它们之间有如下几点不同之处:

- (1) 减压阀保持出口压力基本不变, 而溢流阀保持进口处压力基本不变。
- (2) 在不工作时, 减压阀进、出口互通, 而溢流阀进出油口不通。
- (3) 为保证减压阀出口压力, 泄油口单独外接油箱, 这是外泄; 溢流阀的出油口是通油箱的, 所以泄油可通过阀体上的通道和出油口相通, 不必单独外接油箱, 这是内泄。

## 2. 定差减压阀

定差减压阀可使阀进出口压力差保持为恒定值。如图 5-23 所示, 高压油从  $p_1$  口经节流口减压后以低压油  $p_2$  流出, 同时低压油经阀芯中心孔将压力传至阀芯左腔, 其进出油压在阀芯有效作用面积上的压力差与弹簧力相平衡, 即保持阀进出口压力差为恒定值。

定差减压阀通常与节流阀组合成调速阀, 可使其节流阀两端压差保持恒定, 使通过节流阀的流量不受外界负载变动的影响。

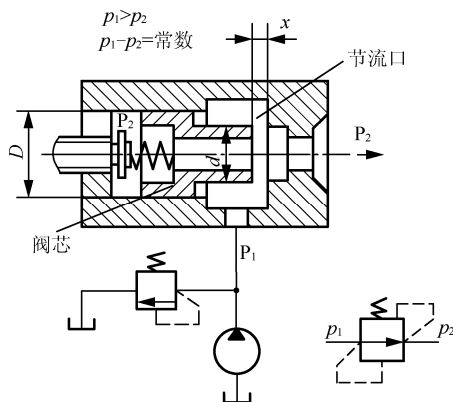


图 5-23 定差减压阀

### 3. 定比减压阀

定比减压阀能使进、出油口压力的比值维持恒定。如图 5-24 所示，若忽略弹簧力（刚度较小），则有（减压比） $p_2/p_1 = A_1/A_2$ ，选择阀芯的作用面积  $A_1$  和  $A_2$ ，即可得到所需要的近似恒定的压力比。

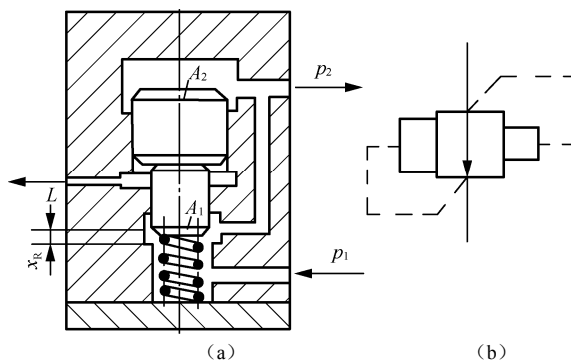


图 5-24 定比减压阀

### 4. 减压阀的应用

减压阀一般用在需减压或稳压的工作场合。定位、夹紧、分度、控制等支路往往需要稳定的低压，为此，该支路需串接一个减压阀构成减压回路。通常，在减压支路的减压阀后要设单向阀，以防止系统压力降低时油液倒流，并可短时保压。当减压支路的执行元件速度需要调节时，节流元件应装在减压阀出口，因为减压阀起作用时，有少量泄油流回油箱，节流元件装在出口，可避免泄油对调定的流量产生影响。减压阀出口压力若比系统压力低得多，会增加功率损失和系统温升，必要时可用高低压双泵分别供油。

#### 5.3.3 顺序阀

顺序阀在液压系统中类似于开关，主要用来控制液压系统中各执行元件动作的先后顺序。它以进口压力（内控式）或外来压力（外控式）为信号，当信号压力达到调定值时，阀口开启，使所在通道自动接通。顺序阀也有直动式和先导式两种，前者一般用于低压系

统，后者用于中高压系统。

### 1. 直动式顺序阀

如图 5-25 所示为直动式顺序阀。当进油口压力  $p_1$  较低时，阀芯下端液压力小于弹簧力，阀芯在弹簧作用下处于下端位置，进油口和出油口不相通。当进油口压力  $p_1$  升高，作用在阀芯下端的油液的液压力大于弹簧的预紧力时（进口压力达到调定值），阀芯向上移动，阀口打开，油液便经过阀口从出油口  $P_2$  流出，从而接通油路，操纵另一执行元件或其他元件动作。

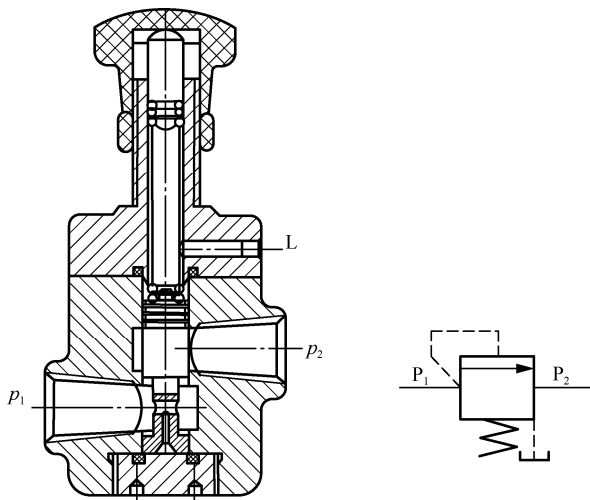
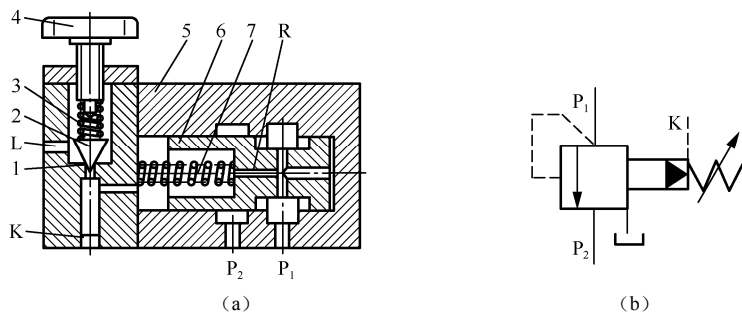


图 5-25 直动式顺序阀

### 2. 先导式顺序阀

如图 5-26 所示为先导式顺序阀。压力油从  $P_1$  口进入，通过主阀芯上的阻尼孔  $R$  进入左侧油腔，并通过先导阀体上的通道进入先导阀的下腔。当进油口  $P_1$  的压力较小时，无法推开先导阀芯 2，无油液流过阻尼孔，这时主阀芯左、右两腔的液压力相等，而在主阀芯弹簧 7 的作用下，主阀芯处在右端极限位置， $P_1$  口到  $P_2$  口的通道封闭；当压力增大到先导锥阀的开启压力时，先导锥阀芯打开，油液可以经过先导阀上的泄油通道  $L$  流回油箱，实行外泄，由于阻尼孔  $R$  的作用，主阀芯上所受的液压力不平衡，顺序阀主阀芯右侧作用的液压力大于左侧的液压力与弹簧力之和，主阀芯开始向左运动打开  $P_1$  到  $P_2$  的通道，接通  $P_2$  口所连接的油路。



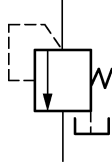
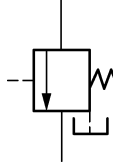
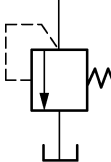
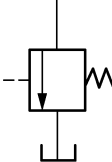
1—先导阀座 2—先导阀芯 3—调压弹簧 4—调压手轮 5—主阀体 6—主阀芯 7—主阀芯弹簧

图 5-26 先导式顺序阀

顺序阀和溢流阀的结构基本相似，不同的只是顺序阀的出油口通向系统的另一压力油路，而溢流阀的出油口通油箱。此外，由于顺序阀的进、出油口均为压力油，所以它的泄油口 L 必须单独外接油箱（是外泄）。

顺序阀也可以用外来压力控制阀启闭，被称为外控式顺序阀；还可以将出油口接通油箱，将外泄改为内泄。根据不同的控制方式和泄油方式，可以有以下四种形式，见表 5-2。内控内泄的顺序阀常用做背压阀，外控外泄的顺序阀常用做卸荷阀。

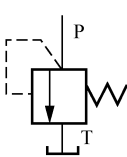
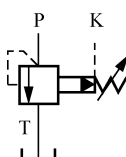
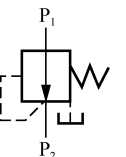
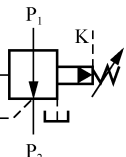
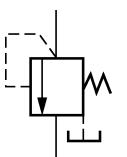
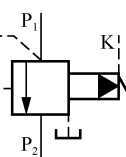
表 5-2 顺序阀的图形符号

控制与泄油方式	内控外泄	外控外泄	内控内泄	外控内泄
图形符号				

### 3. 溢流阀、减压阀、顺序阀的性能比较

溢流阀、减压阀、顺序阀均属压力控制阀，在结构原理和用法上既有相似之处，又有很多不同。熟悉各压力控制阀的结构性能特点，会对系统分析和故障排除有很大帮助。表 5-3 列出了这三种阀的性能比较，具体使用中要注意区分。

表 5-3 溢流阀、减压阀、顺序阀的性能比较

名称	溢流阀		减压阀		顺序阀	
	直动式	先导式	直动式	先导式	直动式	先导式
图形符号						
控制压力来源	入口	入口	出口	出口	入口	入口
控制方式	通常为内控	内控、外控	内控	内控、外控	内控、外控	内控、外控
常态阀口状态	常闭	主阀常闭	常开	主阀常开	常闭	主阀常闭
回油特点	通常内泄	通常内泄	外泄	外泄	通常外泄	通常外泄
基本用法	用做溢流阀、安全阀、卸荷阀、远程调压和多级调压，一般并联在泵的出口。若做背压法用，则串联在回油路上		串联在系统内，接在液压泵与分支油路之间，起减压稳压作用		串联在系统中，控制执行机构的顺序动作。多数与单向阀并联作为单向顺序阀用。还可以做平衡阀、背压阀用	

### 5.3.4 平衡阀及起重机专用平衡阀

平衡阀（又称为限速阀）是在工程机械液压系统中使用较多的一种控制阀，它对工程

机械的工作平稳性、可靠性和系统效率等有着重要的影响,对改善工程机械使用性能起着不可忽视的作用。例如液压起重机的起升机构、变幅机构、伸缩机构等在带负载下降时,若无平衡阀,机构就会在负载的作用下产生超速下降,出现危险。带负载越大,危险也就越大。同样,在全液压行走系统中(开式系统),下坡过程中也会出现超速下滑的危险,因此也需要使用平衡阀。为了防止危险,实现带载下降平衡、可控、安全,就需要在下降回路中安装平衡阀。

## 1. 平衡阀的基本工作原理

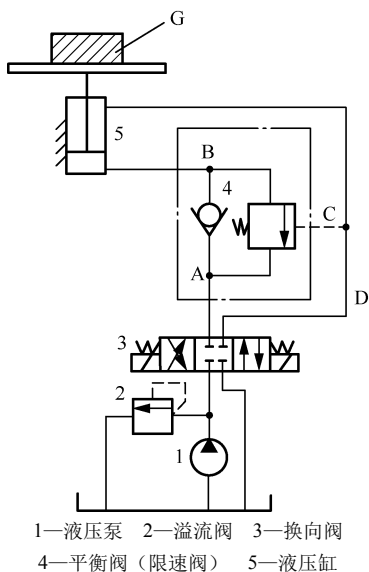


图 5-27 平衡阀工作原理

如图 5-27 所示为平衡阀工作原理图,当换向阀 3 中位工作时,平衡阀关闭,液压缸不能回油,重物不能下降;当换向阀 3 右位工作时,压力油经由平衡阀 4 中的单向阀进入液压缸 5 的下腔,托起重物;当换向阀 3 左位工作时,压力油直接进入液压缸 5 的上腔,同时压力油引入平衡阀 4 中顺序阀的外控油口 C,C 口压力达到调定压力,则平衡阀 4 打开,液压缸 5 的下腔回油,重物下落。若下降速度过快时,液压缸 5 的上腔压力降低,顺序阀 C 口压力降低,顺序阀阀口关小,回油流量减少,使重物下降速度变慢;此时液压缸 5 上腔油压上升,顺序阀开口增大,重物下降速度又变快,这样使负载趋于匀速下降。

可以看出,图 5-27 中的平衡阀实际上是一个外控单向顺序阀。从原理上讲,单向顺序阀可以做平衡阀用,但实际使用中由于液压泵的压力脉动会影响到平衡阀的开度,此外,在重物下落过程中,液压缸或液压马达负载的变化、阀芯与阀体的摩擦力、弹簧的振动等,都会影响通过平衡阀流量的稳定性。因此,目前工程机械上使用的平衡阀都是专门设计的,其形式也很多。

专用的平衡阀是在单向顺序阀的基础上进行了改进,主要有以下几个方面:

- (1) 设有专用的控制阀芯,控制阀芯及主阀芯上设计了阻尼孔,改善主阀芯开启的运动稳定性。
- (2) 主阀芯开口处设计成带槽的结构,使主阀芯开启和关闭时通过的流量缓和。
- (3) 主阀采用锥密封,当需要对执行元件锁定时,可以起到良好的密封效果。

## 2. 起重机专用平衡阀

如图 5-28 所示为一 FD 型平衡阀,主要用于起重液压系统中,使液压马达和液压缸运动速度不受负荷变化的影响,保持稳定。它附加的单向阀功能,密封性好,在管路损坏或制动失灵时,可以防止重物自由下落造成事故。该平衡阀主要由阀体 1、主阀芯 8、控制阀芯 4、先导体 9、活塞 5 和阻尼孔 6 等组成。该阀正确连接方法是:油口 A 接压力源,油口 B 接负载。

当油液从 A 流到 B 时,主阀芯 8 被打开,如果不能驱动 B 口负载,则主阀芯 8 在负载压力和容腔 2 中弹簧力的作用下关闭,截止时无泄漏,这样可使运行中的负载安全定位,

这是单向截止功能。

当油液从 B 流向 A 时，初始状态主阀芯 8 关闭。要使主阀芯 8 打开，实现油液反向流动，控制油口 X 中必须有足够的先导控制压力。当 X 口压力达到时，控制阀芯 4 右移，使先导阀 9 离开阀座，容腔 2 中的压力油通过先导阀上的内孔，由 A 口流回油箱。与此同时，来自油口 B 的负载压力被先导阀 9 在主阀芯中的纵向运动切断，于是主阀芯释压。此时控制阀芯 4 的右端接触主阀芯 8，左端凸台接触活塞 5 的凹面，控制阀芯 4 推动主阀芯 8 向右运动打开主阀芯，油液可以从 B 流向 A。因为主阀芯 8 的控制棱边是逐渐打开阀套上小孔的，所以流量平稳。

为了打开主阀芯 8，控制油口 X 中的压力取决于容腔 7 中的弹簧；控制阀芯 4 中的阻尼孔 6 和活塞 5 的两端可以实现开启过程的阻尼。

FD 型平衡阀的图形符号如图 5-29 所示，平衡阀应用回路如图 5-30 所示。有的 FD 型平衡阀还具有旁路阀的功能，反向油流可快速退回；用法兰连接时，还可附加二次溢流。

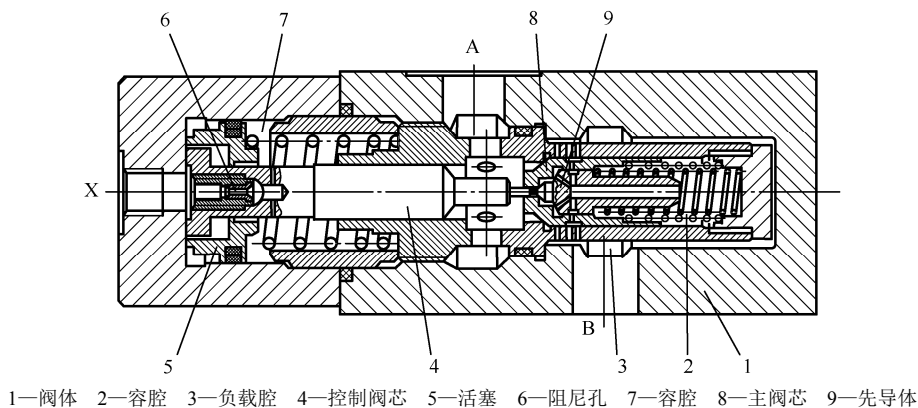


图 5-28 FD 型平衡阀结构原理

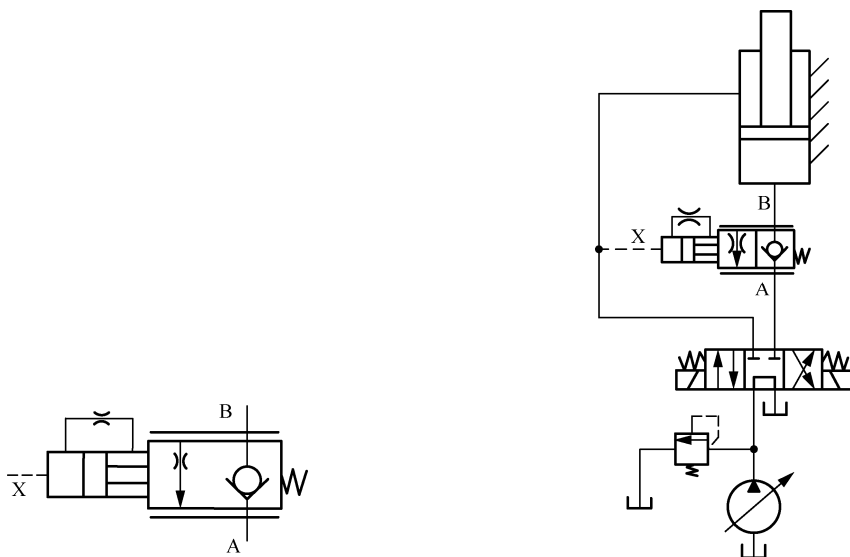


图 5-29 FD 型平衡阀图形符号图

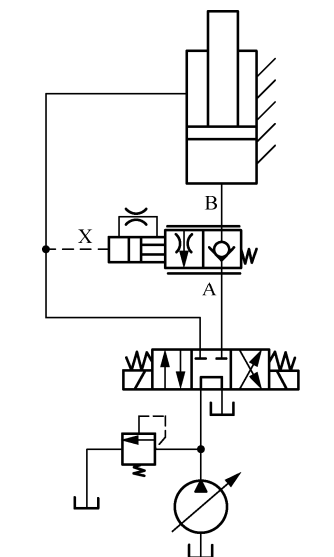
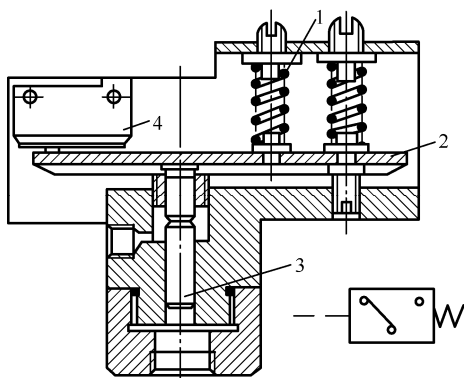


图 5-30 FD 型平衡阀应用回路



1—弹簧 2—杠杆 3—柱塞 4—微动开关

图 5-31 压力继电器

### 5.3.5 压力继电器

压力继电器是将压力信号转换为电信号的电气控制元件。当控制油压达到调定值时，便触动电气开关发出信号，控制电气元件（如继电器、电磁铁、电磁离合器等）动作，实现泵的加载或卸载、执行元件顺序动作、系统安全保护和元件动作连锁等。压力继电器由压力-位移转换装置和微动开关两部分组成。常用的压力继电器有柱塞式、膜片式、弹簧管式和波纹管式等几种结构形式。

如图 5-31 所示为最常用柱塞式压力继电器。

当从压力继电器下端进油口通入的油液压力达到调定压力值时，推动柱塞 3 上移，此位移通过杠杆 2 放大后推动微动开关 4 动作，使其发出电信号控制液压元件动作。改变弹簧 1 的压缩量即可以调节压力继电器的动作压力。

## 5.4 流量控制阀

液压系统中执行元件运动速度的大小取决于输入执行元件的油液流量的多少。流量控制阀就是依靠改变阀口通流面积的大小或流通通道的长短来控制流量的液压阀。常用的流量控制阀有节流阀、调速阀、分流集流阀、单路稳流阀等。

### 5.4.1 节流阀和单向节流阀

#### 1. 流量控制原理及节流口形式

节流阀的节流口通常有三种基本形式：薄壁小孔、细长小孔和厚壁小孔，但无论何种节流口形式，通过节流口的流量  $Q$  及其前后压力差  $\Delta p$  的关系均可用公式  $Q = KA \Delta p^m$  表示。节流阀的流量特性决定于它的节流口结构形式，通常希望节流阀阀口通流截面面积一经调定，通过节流阀的流量即不变化，以使执行元件运动速度稳定，但实际上做不到，其主要与下述因素有关。

##### 1) 压差对流量的影响

节流阀两端压差  $\Delta p$  变化时，通过它的流量要发生变化，三种节流口的流量-压差特性曲线如图 5-32 所示。三种结构形式的节流口中，通过薄壁小孔的流量受到压差改变的影响最小。

##### 2) 温度对流量的影响

油温的变化会引起油液黏度的变化，对于细长小孔，油温变化时，流量也会随之改变，对于薄壁小孔，黏度对流量几乎没有影响，故油温变化时，

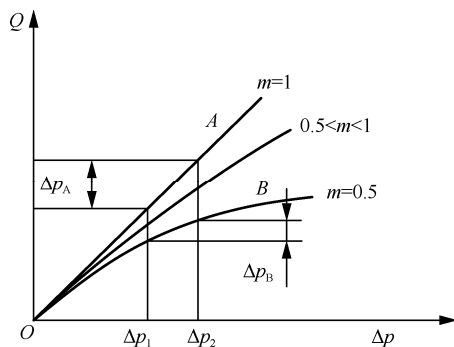


图 5-32 节流阀流量-压差特性曲线



流量基本不变。

### 3) 节流口的堵塞

节流阀的节流口可能因油液中的污染物而局部堵塞，这就改变了原来节流口通流面积的大小，使流量发生变化，尤其是当开口较小时，这一影响更为突出，严重时甚至会完全堵塞。因此节流口的抗堵塞性能也是影响流量稳定性的重要因素，尤其会影响流量阀的最小稳定流量。一般节流口通流面积越大、节流通道的越短和水力半径越大，越不容易堵塞，当然油液的清洁度也对堵塞产生影响。

综上所述，为保证流量稳定、节流口的形式以薄壁小孔较为理想。如图 5-33 所示为几种常用的节流口形式。

在图 5-33 中，图 5-33 (a) 为针式节流口，针阀作轴向移动，调节环形通道的大小以调节流量。图 5-33 (b) 是偏心式，在阀芯上开一个三角形截面（或矩形截面）的偏心槽，转动阀芯就可调节通道的大小以调节流量。图 5-33 (c) 是轴向三角槽式，在阀芯上开了一个或两个斜的三角槽，轴向移动阀芯时，就可改变三角槽通流截面面积的大小。图 5-33 (d) 是周向缝隙式，阀芯上开有狭缝，油液可通过狭缝流入阀芯的内孔，再经左边的孔流出，转动阀芯就可改变缝隙通流截面面积的大小以调节流量。图 5-33 (e) 是轴向缝隙式，在套筒上开有狭缝，轴向移动阀芯就可改变缝隙通流截面面积的大小以调节流量。

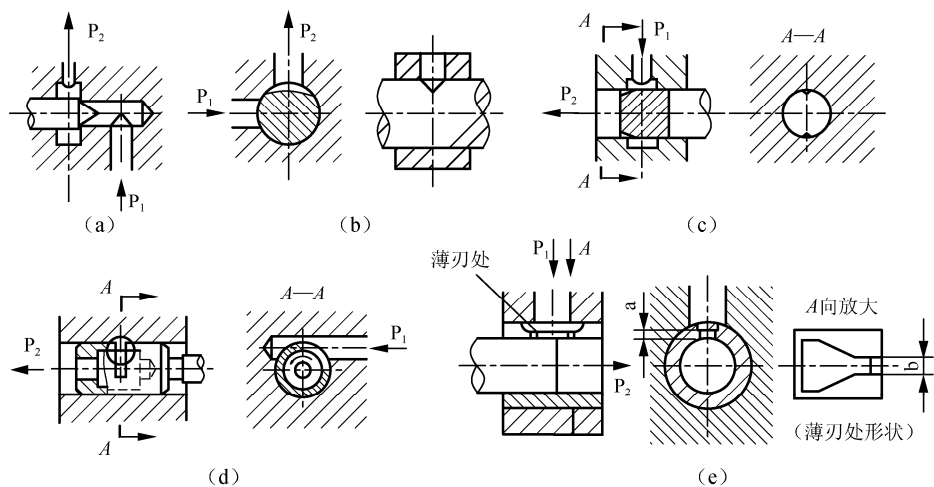


图 5-33 典型节流口的形式

## 2. 普通节流阀

如图 5-34 所示为一种普通节流阀。这种节流阀的节流通道的呈轴向三角槽式。压力油从进油口  $P_1$  流入，经阀芯 3 下端的三角槽到出油口  $P_2$  流出。调节手轮 4，可使阀芯作轴向移动，阀芯在弹簧的作用下始终贴紧在 4 调节手轮下端的推杆上，改变节流口的通流截面面积来调节流量。在结构上，节流阀的阀芯上开有小孔，使阀芯的两端所受的液压力相平衡。

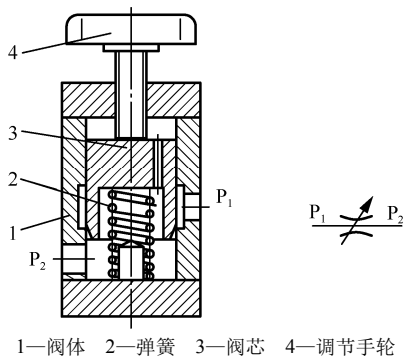


图 5-34 普通节流阀

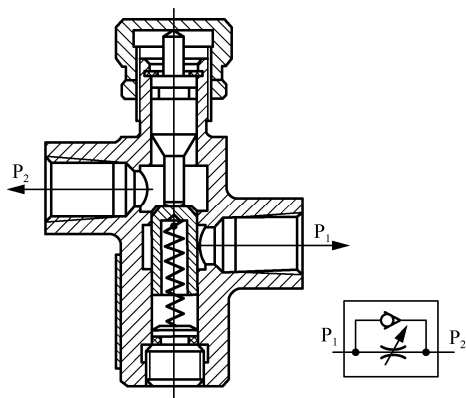


图 5-35 单向节流阀

### 3. 单向节流阀

如图 5-35 所示为一种单向节流阀。当油液从  $P_1$  口流入时，阀芯保持在调节杆所限定的位置上，油液经过阀芯上的三角形槽流到  $P_2$ ，这时阀起节流作用；而当从  $P_2$  口流入时，阀芯被压下，油液流到  $P_1$  口，此时阀相当于单向阀的作用，不起节流作用。通过调节调节杆的移动量来改变阀口开度大小，调节通过的流量。

节流阀和单向节流阀，结构简单，制造和维护方便。所以在载荷变化不大或对速度稳定性要求不高的一般液压系统中得到了广泛的应用。例如它们在定量泵液压系统中主要是与溢流阀配合，组成节流调速系统，即进油节流调速系统、回油节流调速系统和旁路节流调速系统；在变量泵液压系统中组成容积节流调速回路等。

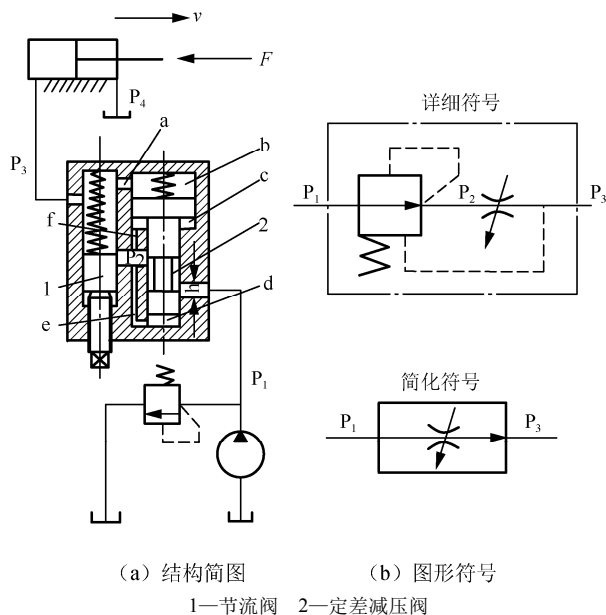
节流阀还有一种节流截止阀，它既是一种简单而又精确地调节执行元件的流量控制阀，完全关闭时它又是截止阀。

## 5.4.2 调速阀

### 1. 普通调速阀

调速阀是由定差减压阀与节流阀串联而成的组合阀，如图 5-36 所示。节流阀用来调节通过阀的流量，定差减压阀使节流阀前后的压差为定值，消除了负载变化对流量的影响。

如图 5-36 (a) 所示为调速阀的结构简图，图 5-36 (b) 是调速阀的图形符号。其工作



(a) 结构简图 (b) 图形符号  
1—节流阀 2—定差减压阀

图 5-36 普通调速阀

原理为：节流阀进口压力  $p_2$  被引到定差减压阀的 c、d 腔，节流阀出口压力  $p_3$ ，被引到定差减压阀的 b 腔。当负载压力  $p_3$  增大时，作用在定差减压阀阀芯上端的压力增大，阀芯下移，减压阀阀口  $h$  增大，压降减小，使  $p_2$  也增大，从而使节流阀的压差  $\Delta p = p_2 - p_3$  保持不变；反之亦然。这样就使调速阀的流量不受负载影响，流量恒定不变。

若定差减压阀和节流阀的阀口均为薄壁孔式，则调速阀的流量特性如图 5-37 所示。从曲线可以看出，当调速阀两端压差  $\Delta p$  很小时，调速阀和节流阀的流量曲线相同；当  $\Delta p$  大于一定值后，调速阀两端压差变化时其流量不变；这是因为当  $\Delta p$  很小时，减压阀在弹簧力的作用下，阀口全开，不起减压作用，调速阀就成了节流阀，所以调速阀正常工作时，至少要有 0.4~0.5 MPa 的压差。

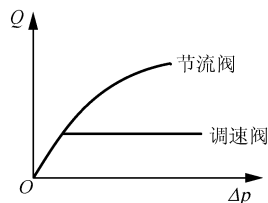


图 5-37 调速阀与节流阀的流量特性

调速阀在定量泵液压系统中组成节流调速回路，主要用于执行元件负载变化大、要求运动速度稳定性较高的液压调速系统；在变量泵液压系统中组成容积节流调速回路，主要用于大功率、要求速度稳定性较高的系统。

## 2. 温度补偿调速阀

调速阀消除了负载变化对流量的影响，但温度变化的影响依然存在。对速度稳定性要求高的系统，需用温度补偿调速阀。

温度补偿调速阀与普通调速阀的结构基本相似，主要区别是温度补偿调速阀的节流阀阀芯上连接着一根温度膨胀系数大的聚氯乙烯推杆，如图 5-38 所示，温度升高（或降低）时，本来流量会增加（或减少），但由于温度补偿推杆随温度升高（或降低）而伸长（或缩短），使节流阀口减小（或增大），从而补偿了温度对流量的影响，故能维持流量基本不变（在 20~60℃ 范围内流量变化不超过 10%）。

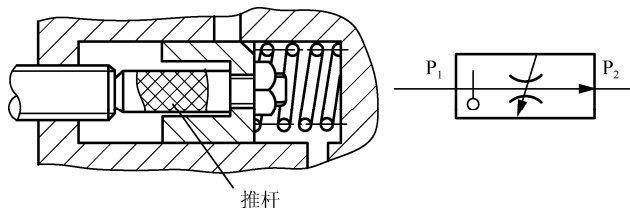


图 5-38 温度补偿原理

## 3. 溢流节流阀（旁通型调速阀）

如图 5-39 所示为溢流节流阀工作原理图及图形符号，从液压泵输出的油液一部分经节流阀 1 进入液压缸左腔推动活塞向右运动，节流阀出口压力为  $p_2$ ，溢流阀 4 阀芯的上端油腔 a 同节流阀 1 后的油液相通，压力也为  $p_2$ ；另一部分经溢流阀 4 的阀口流回油箱，b 腔和 c 腔与节流阀 1 前的压力油相通，其压力即为泵的压力  $p_1$ 。当负载  $F$  增大时，节流阀出口压力  $p_2$  升高，a 腔的压力也升高，使溢流阀 4 下移，关小溢流口，这样就使液压泵的供油压力  $p_1$  增加，从而使节流阀 1 的前、后压力差  $(p_1 - p_2)$  基本保持不变；当负载减小时，出口压力  $p_2$  下降，a 腔的压力也降低，使溢流阀 4 上移，开大溢流口，进口压力  $p_1$  也降低，节流阀前后压差  $p_1 - p_2$  依然保持不变。这种溢流节流阀一般附带一个安全阀 3，以避免系统过载。

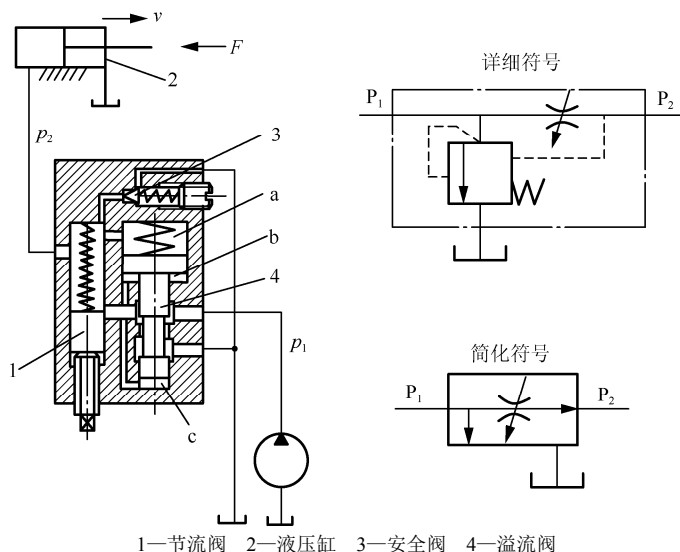


图 5-39 溢流节流阀

溢流节流阀泵的供油压力随负载变化而变化,因此比普通调速阀功率损失低、发热小,但是溢流节流阀中流过的流量比普通调速阀的流量大,基本为系统的全流量,阀芯运动时阻力较大,速度稳定性稍差。一般用于对速度稳定性要求不太高,而功率较大的系统。

### 5.4.3 分流集流阀

分流集流阀也称为同步阀,是分流阀和集流阀的总称。分流阀是使液压系统中由同一油源向多个执行元件供应相同的流量(等量分流),或按一定比例供应流量(比例分流),以实现多个执行元件的速度保持同步或定比关系。集流阀是从多个执行元件收集等流量或按比例的回油量,以实现其相互之间的速度同步或定比关系。分流集流阀则具有分流阀和集流阀的功能。

#### 1. 分流集流阀

如图 5-40 (a) 所示为等量分流集流阀的结构原理图,如图 5-40 (b) 为其图形符号。阀芯 5、6 在各自弹簧力的作用下处于中间位置的平衡状态。若负载压力  $p_3 \neq p_4$ , 如果阀芯仍留在中间位置,必然使  $p_1 \neq p_2$ , 这时连成一体阀芯将向压力小的一侧移动,相应地可节流口减小,使压力上升,直至  $p_1 = p_2$ , 阀芯停止运动,由于两个固定节流孔 1 和 2 的面积相等,所以通过两个固定节流孔的流量  $Q_1 = Q_2$ , 而不受出口压力  $p_3$  及  $p_4$  变化的影响。

在分流工况时,如图 5-40 (c) 所示,由于  $p_0$  大于  $p_1$  和  $p_2$ , 所以阀芯 5 和阀芯 6 处于相互分离状态,互相钩住。若负载压力  $p_3 < p_4$ , 如果阀芯仍留在中间位置,必然使  $p_1 < p_2$ 。这时连成一体阀芯将左移,可节流口 3 减小,使  $p_1$  上升,直至  $p_1 = p_2$ , 阀芯停止运动,由于两个固定节流孔 1 和节流孔 2 的面积相等,所以通过两个固定节流孔的流量  $Q_1 = Q_2$ , 而不受出口压力  $p_3$  及  $p_4$  变化的影响。

在集流工况时,如图 5-40 (d) 所示,由于  $p_0$  小于  $p_1$  和  $p_2$ , 所以阀芯 5、阀芯 6 处于相互压紧状态。设负载压力  $p_3 < p_4$ , 如果阀芯仍留在中间位置,必然使  $p_1 < p_2$ 。这时压紧成一

体的阀芯将左移,可变节流口 4 减小,使压力  $p_2$  下降,直至  $p_1=p_2$ , 阀芯停止运动,故  $Q_1=Q_2$ , 而不受出口压力  $p_3$  及  $p_4$  变化的影响。

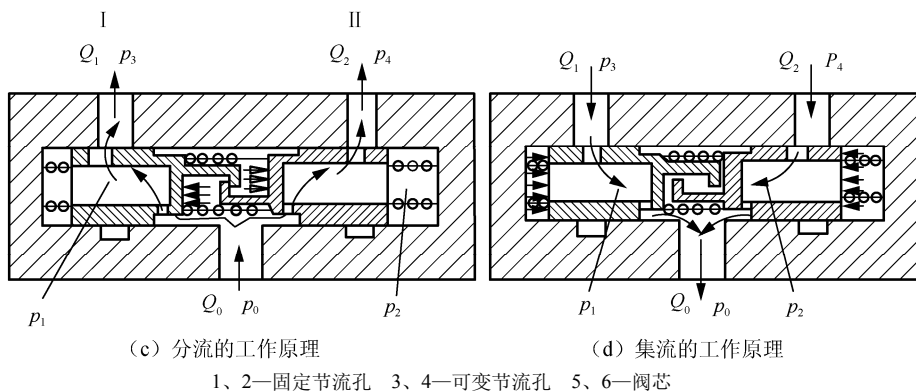
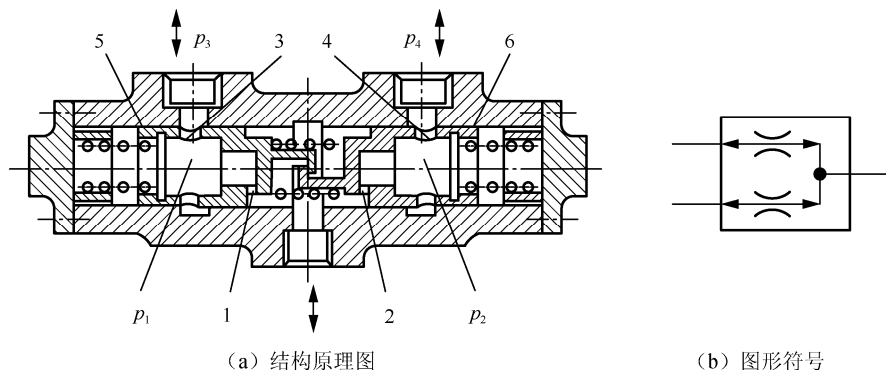


图 5-40 分流集流阀

## 2. 分流阀的工作原理

如图 5-41 (a) 所示为等量分流阀的结构原理图, 如图 5-41 (b) 所示为等量分流阀的图形符号。进口压力为  $p_0$ , 流量为  $Q_0$ , 进入阀后分为两路分别通过两个面积相等的固定节流孔 1、2, 并且分别进入油腔 a 和 b, 然后由可变节流口 3 和 4 经出口通往两个执行元件。若两个执行元件负载相等则分流阀的出口压力  $p_3=p_4$ , 因为阀中两支流通道的尺寸完全对称, 所以输出的流量  $Q_1=Q_2$  且压力  $p_1=p_2$ 。当由于负载不对称而出现  $p_3 \neq p_4$ , 假设  $p_3 > p_4$  时, 阀芯来不及运动而处于中间位置, 必定使  $Q_1 < Q_2$ , 进而有  $p_0 - p_1 < p_0 - p_2$ , 则使  $p_1 > p_2$ 。此时阀芯在不对称压力的作用下左移, 使可变节流口 3 增大, 节流口 4 减小, 从而使  $Q_1$  增大,  $Q_2$  减小, 直至  $Q_1=Q_2$  和  $p_1=p_2$ , 阀芯才在一个新的平衡位置上稳定下来, 输往两个执行元件中的流量相等, 速度保持同步。

## 3. 集流阀的工作原理

集流阀是按固定比例将两股液流自动合成单一液流的流量控制阀。如图 5-41 (c) 所示为等量集流阀的图形符号。其工作原理类同于分流集流阀的集流工况, 这里不再叙述。

分流集流阀控制精度较低, 压力损失也较大, 通常用于同步精度要求不太高的同步系统中, 但需要注意执行元件的加工误差及泄漏对其同步精度有影响。

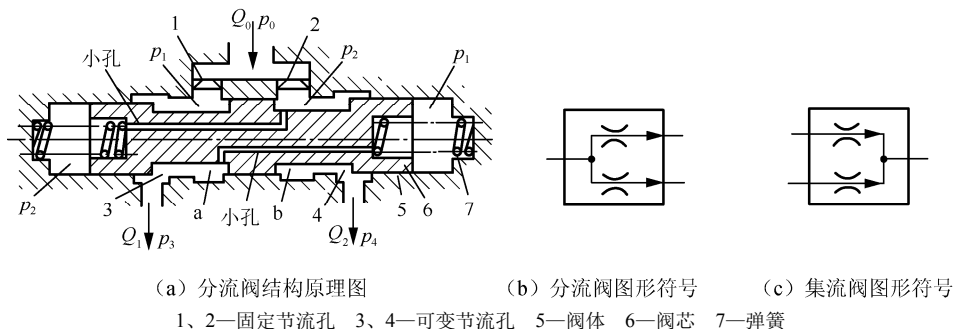


图 5-41 分流阀及集流阀

#### 5.4.4 单路稳流阀

单路稳流阀也属流量控制阀的一种，主要用来限制流量并使之保持稳定。工程机械用得较多的是单泵单路稳流阀和双泵单路稳流阀两种。

##### 1. 单泵单路稳流阀

单泵单路稳流阀能保证单路输出流量的稳定。例如有的叉车用同一泵给工作液压缸和转向液压缸供油如图 5-42 (a) 所示，使用了单路稳流阀后，能使流向转向液压缸的流量稳定，保证转向的稳定性。

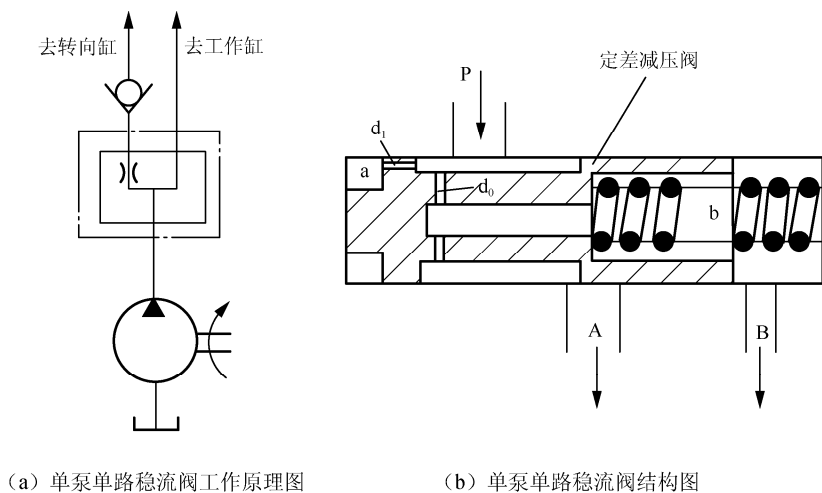


图 5-42 单路稳流阀

单泵单路稳流阀结构如图 5-42 (b) 所示，实质上是由一个定差减压阀和固定节流孔  $d_0$  组成。高压油从 P 口进入阀后分成两路，一路从 A 口进入工作系统（不要求稳流）；另一路由  $d_0$  经 B 进入稳流系统，由定差减压阀保证通过固定节流孔的压差基本不变，从而保证通过固定节流孔的流量恒定。其单路稳流原理如下：

若阀芯平衡在某一工作位置，B 口负载即 b 腔压力减小时，造成瞬时 P 口与 B 口压差增大，使 B 口流量增大。这时阀芯在 a 腔压力作用下右移，开大 A 口，使 A 口节流效果减弱，压力 P 口即下降，P 口与 B 口压差又恢复到原值，使 B 口流量又下降到原来值。同理，

若 B 口负载增大，阀芯左移，关小 A 口，使 A 口节流效果增强，则 P 口压力上升，保证 P 口与 B 口的压差不变，使流量稳定。

## 2. 双泵单路稳流阀

双泵单路稳流阀能保证在一定的发动机转速范围内，两个泵以要求的稳定流量供给一个液压系统。如图 5-43 所示装载机系统有 3 个液压泵：泵 1 为专供转向系统用的转向泵；泵 3 为可供工作和转向系统使用的辅助泵；泵 2 为专供工作系统用的工作泵。泵 3 通过双泵单路稳流阀起到一个补偿作用，根据发动机转速不同向转向系统补偿一定的流量，使转向系统在一定的发动机转速范围内获得一个稳定流量，转向速度不随发动机转速变化而变化，转向稳定、可靠。同时转向泵可选用一个较小的泵。

双泵单路稳流阀工作原理如图 5-43 所示，它主要由一个阀芯 5 和两个固定节流孔 8、9 组成。转向泵 1 的流量通过两个固定节流孔直接供给转向系统，而辅助泵 3 的流量在 a、b 口均开的情况下（中位）分两路，一路由 a 口经单向阀 6 及固定节流孔 9 进入转向系统，多余流量经 b 口及单向阀 7 进入工作系统。转向系统中的压力为  $p_3$  的压力油引入阀芯的右端，压力为  $p_1$  的压力油引入阀芯的左端。根据阀芯 5 两端控制油压合力与弹簧力的平衡关系，阀 4 有三个工作位置的可能：右位（b 口关闭，a 口打开），中位（b，a 口均开）和左位（b 口打开，a 口关闭）。这样，发动机转速降低时，在阀芯弹簧的作用下右位工作，辅助泵全部流量补偿给转向系统，解决转向泵 1 流量不足的问题；当发动机转速增高到中速时即正常运转速度时，中位工作，辅助泵 3 部分流量补偿给转向系统，多余部分补偿给工作系统。当发动机转速较高时，由于  $p_1$  压力高，所以阀芯向右移，即阀在左位工作，转向泵已足够供转向系统使用，辅助泵 3 的流量全部供给工作系统。总之，根据发动机转速不同，使转向系统始终有稳定流量。

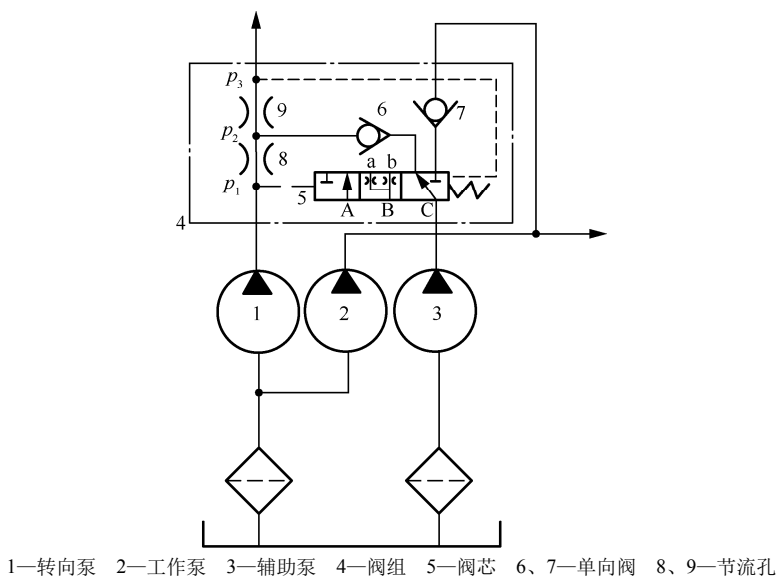


图 5-43 双泵单路稳流阀

## 5.5 工程机械常用液压阀

多路换向阀和减压阀式先导阀在工程机械中是最常用的液压阀。这两种阀都是组合式液压阀。组合式液压阀是根据机械液压系统的不同功能，将所需的液压控制阀以一定的方式集装在一起构成的一组阀。液压控制阀的集成，简化了系统的设计、安装和维修，克服了管路的振动、噪声和漏油，缩小了体积，提高了效率。

### 5.5.1 多路换向阀

多路换向阀是由两个以上手动换向阀为主体，并可根据不同的工作要求加上安全阀、单向阀、补油阀等辅助装置构成的多路组合阀。多路换向阀具有结构紧凑、通用性强、流量特性好、一阀多能、不易泄露及制造简单等特点，常用于起重运输机械、工程机械及其他行走机械的操纵机构。多路换向阀按滑阀的连通方式分为并联油路多路换向阀、串联油路多路换向阀、串并联油路多路换向阀和复合油路多路换向阀。

#### 1. 多路换向阀的基本油路形式和工作原理

##### 1) 并联油路多路换向阀

并联油路多路换向阀如图 5-44 所示，压力油并联地通向各个滑阀的进油口，液压泵可以同时多个或单独对其中一个执行元件供油。当对多个执行元件同时供油的情况下，这时负载小的执行元件先动作或各支路按各自的负载大小分配流量使执行元件按各自的速度运动。各阀都在中位时液压泵卸荷。

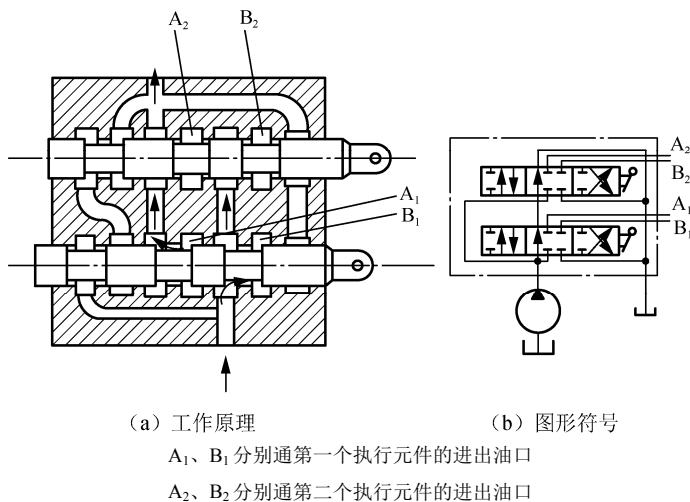


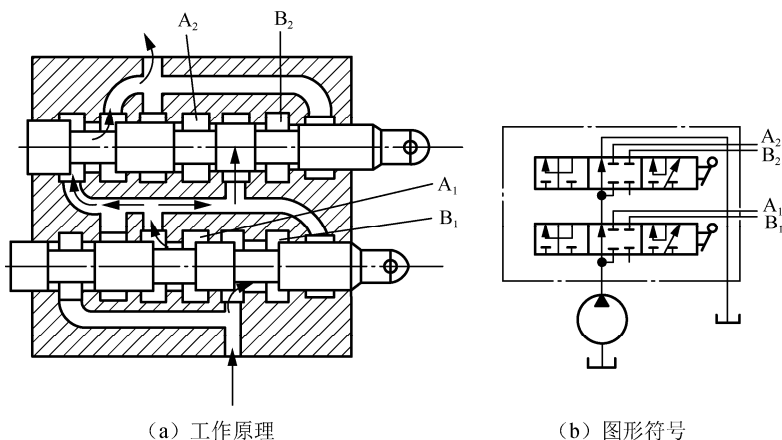
图 5-44 并联油路多路换向阀

##### 2) 串联油路多路换向阀

串联油路多路换向阀如图 5-45 所示，上游滑阀的回油与下游滑阀的压力油口连通，各阀之间的进油路是串联。各执行元件可单独动作，也可以同时动作。在同时操纵几个执行元件工作时，由于它们之间的油路是串联的，各执行元件上的负载压力之和等于泵的供油



压力。所以在多个执行元件同时动作的情况下，克服负载的能力就要降低。



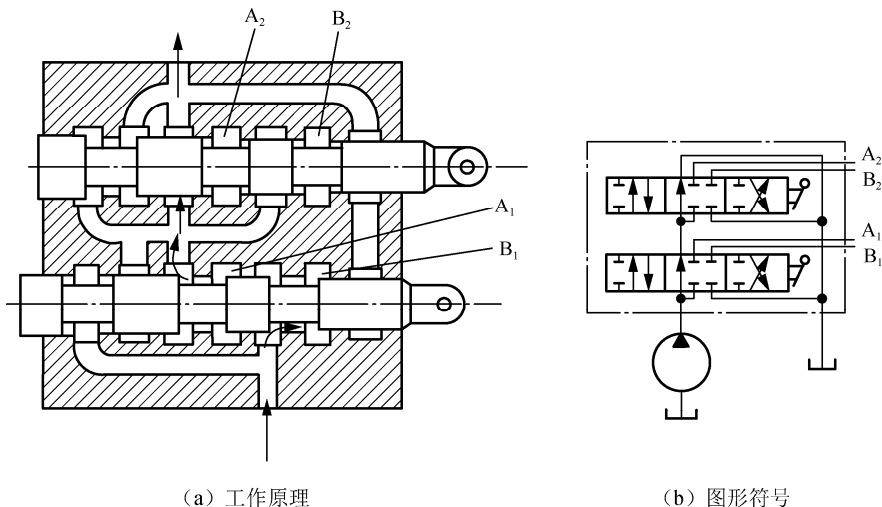
$A_1$ 、 $B_1$  分别通第一个执行元件的进出油口  
 $A_2$ 、 $B_2$  分别通第二个执行元件的进出油口

图 5-45 串联油路多路换向阀

### 3) 串并联油路多路换向阀

串并联油路多路换向阀又称为顺序单动式多路换向阀，如图 5-46 所示。液压泵按顺序向各执行元件供油，上游滑阀不在中位时，就切断了下游滑阀的进油路，只有一个滑阀工作，从而可以防止各执行元件之间的动作干扰。但上游滑阀在微调范围内操作时，下游滑阀尚能控制该工作机构的动作。

在液压系统中，还可以采用并联、串联、串并联等多种组合方式的复合油路多路换向阀。



$A_1$ 、 $B_1$  分别通第一个执行元件的进出油口  
 $A_2$ 、 $B_2$  分别通第二个执行元件的进出油口

图 5-46 串并联油路多路换向阀

## 2. 多路换向阀的滑阀机能

对应于各种操纵机构的不同使用要求，多路换向阀可选用多种滑阀机能，对于并联和

串并联油路有 O 形、A 形、Y 形、OY 形四种机能，而串联油路有 M 形、K 形、H 形、MH 形四种机能，如图 5-47 所示。

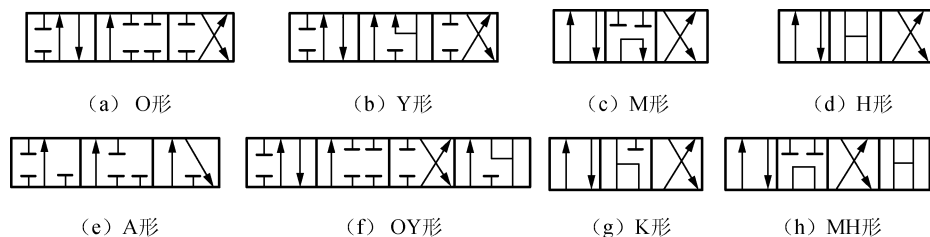
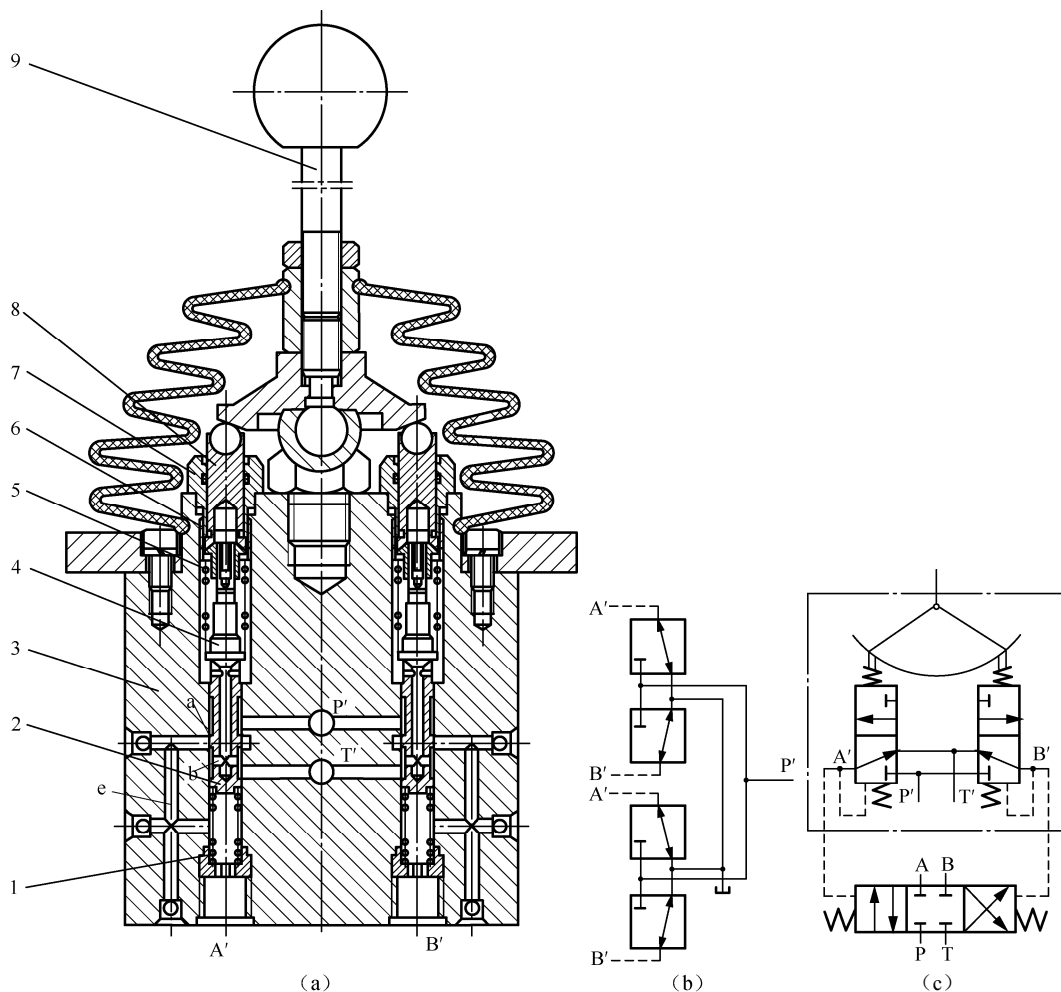


图 5-47 多路换向阀的滑阀机能

### 5.5.2 减压阀式先导控制阀

如图 5-48 (a) 所示为减压阀式先导控制阀（简称减压式先导阀）的结构图，图 5-48 (b)、图 5-48 (c) 为职能符号图。它由一个手柄操纵两对结构相同的先导阀，每对先导阀控制一



1—回位弹簧 2—阀芯 3—阀体 4—导杆 5—平衡弹簧 6—滑动套 7—固定套筒 8—触头 9—手柄

图 5-48 减压阀式先导控制阀

个液动主换向阀。通过对手柄的人力操纵,实现对液动换向阀(弹簧对中型)的比例控制,使执行机构获得不同的速度。因阀体上装有四个先导阀,故称为组合阀,可以用手柄向前、后、左、右四个方向操纵。

阀中 P'口进油, T'口回油, A'和 B'是控制油口,分别与液动换向阀两端控制腔相通。手柄 1 处于中立位置时,减压阀芯 2 的凸台将进油腔 P'封闭,控制油腔 A'、B'经 e 油道与回油腔 T'连通,液动换向阀两端无压力时,阀芯靠弹簧对中。

手柄 9 向左搬动时,蝶形盘压下触头 8、经滑动套 6、平衡弹簧 5 和导杆 4,使减压阀芯 2 下移,将进油腔 P'和控制油腔 A'连通,同时 A'腔和回油腔 T'之间的油口 b 切断。控制压力油经减压阀口 a 节流后,再经油道 e、油腔 A'对液动阀进行控制。右侧减压阀仍保持原中立位置, B'腔将液动阀动作产生的回油从回油腔 T'排出。

由于减压阀口 a 的节流作用, A'口控制压力  $P_A$  低于 P'腔的控制压力,  $P_A$  是推动液动换向阀阀芯换向的油压。在操纵的某一稳定状态,减压阀芯的受力平衡,即减压阀芯下端的向上的液压力和回位弹簧 1 向上的作用力与减压阀芯上端平衡弹簧 5 向下的作用力平衡。由于回位弹簧 1 的刚度很小,所以近似认为控制压力  $P_A$  与平衡弹簧 5 向下的作用力成正比。弹簧力随手柄摆动角度的变化而成比例变化, A'口的压力  $P_A$  也随手柄摆动角度的变化而成比例变化,因此,可以说实现了先导比例控制。由于该阀在手柄摆动都类似于直动式定值减压阀,当手柄摆动到某一角度时,可输出一个稳定的低于 P'口的压力,这个压力不随 P'口压力、流量的波动而变化,因此称为减压式先导阀。

减压阀式先导控制阀的工作压力一般为  $1\sim 3\text{MPa}$ ,流量为  $(0.25\sim 0.5)\times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$ ,换向频率为  $40\sim 50$  次/min,广泛应用于挖掘机和装载机,也可以用控制泵的变量机构、液压制动器和离合器等。

## 5.6 新型液压阀介绍

### 5.6.1 电液伺服阀

电液伺服阀是一种自动控制液压阀,它既是电液转换元件,又是功率放大元件,其功用是将小功率的电气信号输入转换为大功率液压量(压力和流量)输出,从而实现对液压系统执行元件位移(或转速)、速度(或角速度)、加速度(或角加速度)和力(或转矩)的控制。它是电液伺服系统的核心元件,其性能对整个系统的特性有很大影响。

#### 1. 电液伺服阀的组成

电液伺服阀通常由电气-机械转换装置、液压放大器和检测反馈机构三部分组成,如图 5-49 所示。

电气-机械转换装置用来将输入的电信号转换为转角或直线位移输出。输出转角的装置称为力矩马达,输出直线位移的装置称为力马达。

液压放大器接受小功率的电气-机械转换装置输入的转角或直线位移信号,对大功率的压力油进行调节和分配,实现控制功率的转换和放大。

检测反馈机构使电液伺服阀输出的流量或压力获得与输入电信号成比例的特性。

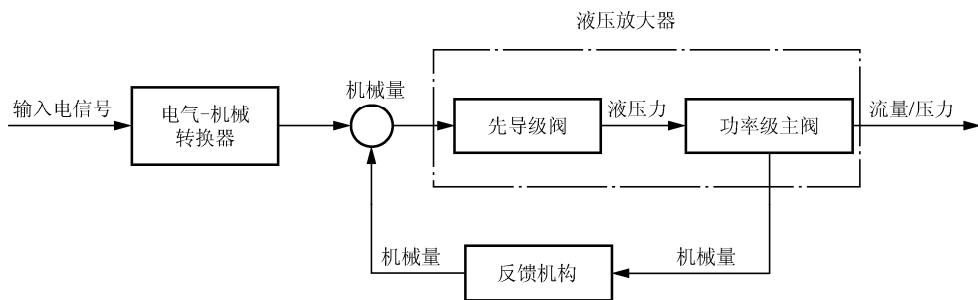


图 5-49 电液伺服阀的组成

## 2. 电液伺服阀的工作原理

如图 5-50 所示为喷嘴挡板式电液伺服阀的工作原理，该伺服阀结构紧凑、外形尺寸小、响应快，但喷嘴挡板的工作间隙较小，对油液的清洁度要求较高。图中上半部分为电气-机械转换装置，即力矩马达，下半部分为先导级（喷嘴挡板）和主滑阀。当无电流信号输入时，力矩马达无力矩输出，固定在衔铁 9 上的挡板 5 处于中位，主滑阀阀芯也处于中位。液压泵输出的油液以压力  $p_s$  进入主滑阀阀口，因阀芯两端台肩将阀口关闭，油液不能进入 A、B 口，但经节流孔 1 和 4 分别引到喷嘴 7 和 6，经喷射后，液流流回油箱。由于挡板处于中位，两喷嘴与挡板的间隙相等，因而油液流经喷嘴的液阻相等，则喷嘴前的压力  $p_1$  与  $p_2$  相等，主滑阀阀芯两端压力相等，阀芯处于中位。若线圈输入电流，控制线圈中

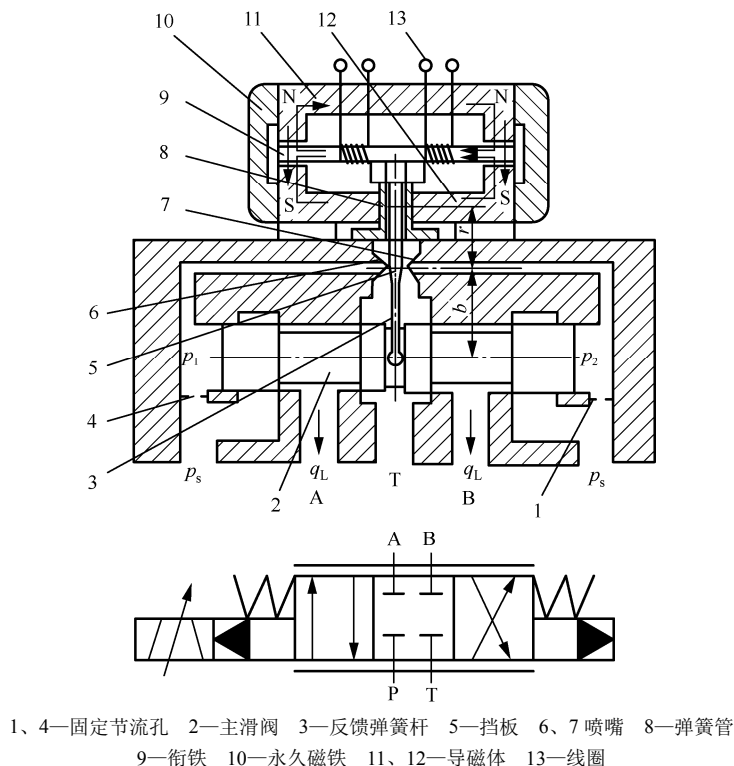


图 5-50 喷嘴挡板式电液伺服阀的工作原理

将产生磁通，使衔铁上产生磁力矩。当磁力矩为顺时针方向时，衔铁连同挡板一起绕弹簧管中的支点顺时针偏转。图中左喷嘴 6 的间隙减小、右喷嘴 7 的间隙增大，即压力  $p_1$  增大， $p_2$  减小，主滑阀阀芯在两端压力差作用下向右运动，开启阀口， $p_s$  与 B 相通，A 与 T 相通。在主滑阀阀芯向右运动的同时，通过挡板下端的弹簧杆 3 反馈作用使挡板逆时针方向偏转，使左喷嘴 6 的间隙增大，右喷嘴 7 的间隙减小，于是压力  $p_1$  减小， $p_2$  增大。当主滑阀阀芯向右移到某一位置，由两端压力差（ $p_1-p_2$ ）形成的液压力通过反馈弹簧杆作用在挡板上的力矩、喷嘴液流压力作用在挡板上的力矩以及弹簧管的反力矩之和与力矩马达产生的电磁力矩相等时，主滑阀阀芯受力平衡，稳定在一定的开口下工作。

显然，改变输入电流大小，可成比例地调节电磁力矩，从而得到不同的主阀开口大小。若改变输入电流的方向，主滑阀阀芯反向位移，可实现液流的反向控制。如图 5-50 所示电液伺服阀的主滑阀阀芯的最终工作位置是通过挡板弹性反力反馈作用达到平衡的，因此称之为力反馈式。除力反馈式以外，伺服阀还有位置反馈、负载流量反馈、负载压力反馈等。

电液伺服阀由于其高精度和快速控制能力，除了航空、航天和军事装备等普遍使用的领域外，在机床、注塑机、轧钢机、车辆等各种工业设备的开环和闭环电液控制系统中，特别是系统要求高动态响应、大输出功率的场合获得了广泛应用。

### 5.6.2 电液比例阀

电液比例控制是介于开关式控制和电液伺服控制之间的控制方式。它实现对液流压力和流量连续地、按比例地跟随控制信号而变化。因此，它的控制性能优于开关式控制，它与电液伺服控制相比，其控制精度和响应速度较低，但它的成本低，抗污染能力强，近年来在工业生产中得到广泛应用。

电液比例阀是电液比例控制的核心元件。现在的比例阀有两类：一类是由电液伺服阀简化结构、降低精度发展起来的；另一类是用比例电磁铁等电—机械转换器取代普通液压阀的原有控制部分发展起来的。这里主要介绍后者。

根据用途和工作特点的不同，电液比例阀可以分为比例压力阀、比例流量阀和比例方向阀三大类。

下面以直动式比例溢流阀为例来介绍电液比例阀的工作原理。

如图 5-51 所示，比例电磁铁 3 通电后产生吸力，经推杆 2 和传力弹簧 1 作用在锥阀上，当锥阀左侧的液压力大于电磁力时，锥阀被顶开而溢流，通过连续地改变控制电流的大小，即可连续地按比例控制锥阀的开启压力。

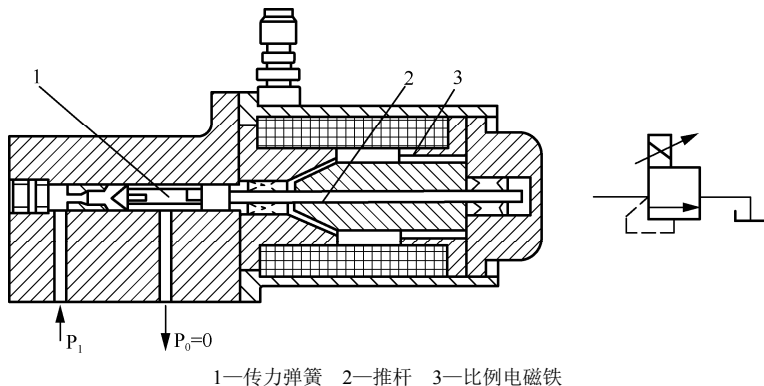


图 5-51 直动式比例溢流阀

上述电液比例控制阀主要由比例电磁铁与液压阀两部分组成。比例电磁铁能把电信号按比例地转换成力或位移，对液压阀进行控制。在使用过程中，电液比例阀可以按输入的电气信号连续地、按比例地对油液的压力、流量和方向进行远距离控制，它被广泛应用于对液压系统进行连续、远距离控制或程序控制，但对控制精度和动态特性要求不太高的液压系统中。

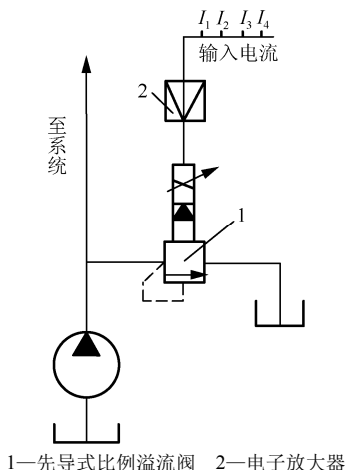


图 5-52 比例阀的应用

如图 5-52 所示为一个先导式比例溢流阀应用在多级调压回路中，图中 1 为先导式比例溢流阀，2 为电子放大器，通过改变输入电流的大小就可以控制液压系统压力的高低。这比用普通溢流阀的多级调压回路所用液压元件少，回路简单，还可以对系统压力进行连续控制。

## 5.6.3 电液数字阀

电液数字控制阀（简称数字阀）是用数字信号直接控制液流的压力、流量和方向的阀类。与电液伺服阀、电液比例阀相比，数字阀的突出特点是，可直接与计算机接口相连，不需数/模转换，结构简单，价廉，抗污染能力强，工作稳定可靠，功耗小，操作维护更简单；而且数字阀的输出量准确可靠地由脉冲频率或宽度调节控制，抗干扰能力强，可得到较高精度的开环控制，所以得到了较快发展。

根据控制方式的不同，电液数字阀可分为增量式数字阀和脉宽调制式数字阀两大类。当今技术较成熟的是增量式数字阀，即用步进电动机驱动液压阀，目前已有数字流量阀、数字压力阀和数字方向流量阀等系列产品。

增量式数字阀又称为步进式数字阀，由步进电动机直接用数字量控制，其转角与输入的数字式信号脉冲数成正比，其转速随输入的脉冲频率的不同而变化。由于步进电动机是以增量控制的方式进行工作的，故此阀称为增量式数字阀。

如图 5-53 所示为增量式数字阀控制系统工作原理框图。微型计算机发出脉冲序列经驱动器放大后使步进电动机工作。步进电动机是一个数字元件，根据增量控制方式工作。步进电动机转角与输入的脉冲数成比例，步进电动机每得到一个脉冲信号，便得到与输入脉冲数成比例的转角，每个脉冲使步进电动机沿给定方向转动一个固定的步距角，再通过机械变换器使转角变换为轴向位移，使阀口获得一个相应的开度，从而获得与输入脉冲数成比例的压力、流量。

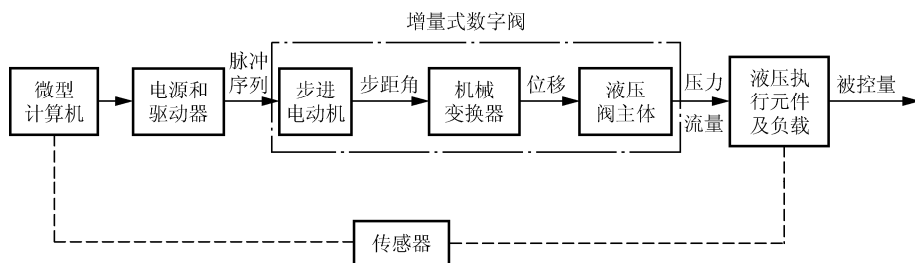
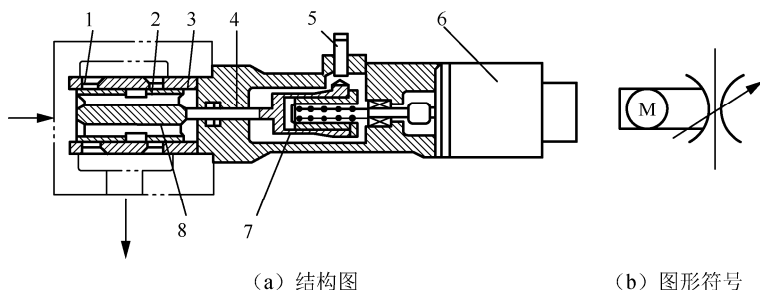


图 5-53 增量式数字阀控制系统工作原理框图

增量式数字阀按其用途不同，有流量阀、压力阀和方向流量阀之分。

如图 5-54 所示为步进电动机直接驱动的增量式数字流量阀。在数字流量阀中，步进电动机按计算机的指令转动，通过滚珠丝杠 7 变为轴向位移，使节流阀芯 8 打开阀口，从而控制流量。此阀有两个面积梯度不同的节流口，阀芯移动时首先打开右节流口，由于是非全周开口，故流量较小，继续移动时打开全周开口的左节流口，流量增大。由于液流从轴向流入，且流出阀芯时与轴线垂直，所以阀在开启时的液动力可以将向右作用的液压力部分抵消掉。连杆 4 的热膨胀，可起到温度补偿作用，减小温度变化引起流量的不稳定。阀上的位移传感器 5 用于在每个控制周期终了控制阀芯回到零位，以保证每个工作周期有相同的起始位置，提高阀的重复精度。



1、2—左右节流口 3—阀套 4—连杆 5—位移传感器 6—步进电动机 7—滚珠丝杠 8—节流阀芯

图 5-54 步进电动机直接驱动的增量式数字节流阀

## 5.6.4 插装阀和叠加阀

### 1. 插装阀

插装阀又称为逻辑阀，是 20 世纪 70 年代初发展起来的覆盖压力、流量、方向及比例控制等的新型控制阀类。

插装阀的主流产品是二通插装阀，它的基本构件为标准、通用化、模块化程度很高的插装式阀芯、阀套、插装孔和适应各种控制功能的盖板组件，具有通流能力大、密封性好、自动化程度高、动作灵敏、结构简单的特点，广泛应用于高压大流量的液压系统中。

如图 5-55 所示，二通插装阀是以阀套 2、阀芯 3、弹簧 4 等组成的插装单元为主阀，配以适当的盖板 5 和不同的先导控制阀 6 组合而成的具有一定控制功能的组件。它可以组成方向阀、压力阀和流量阀。

插装阀单元具体结构如图 5-56 (a) 所示，由于这种阀的插装单元在回路中主要起通、断作用，故又称为二通插装阀。二通插装阀的工作原理相当于一个液控单向阀。图中 A 和 B 为主油路仅有的两个工作油口，X 为控制油口（可与先导阀相接）。当 X 口无液压力作用时，阀芯受到的向上的液压作用力大于弹簧力，阀芯开启，A 与 B 相通。

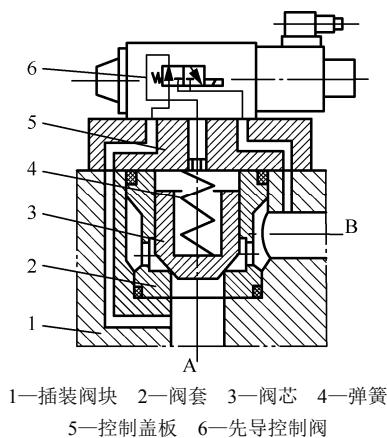
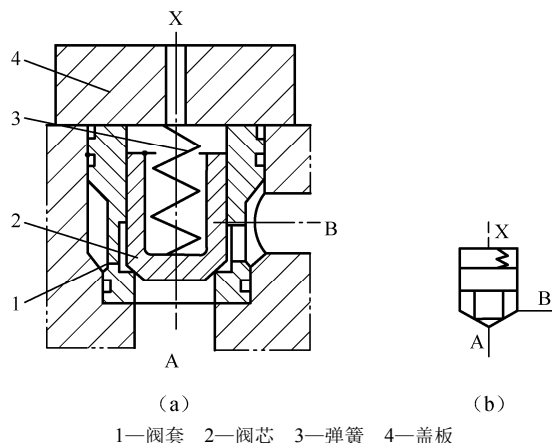


图 5-55 二通插装阀的组成

至于液流的方向，视 A、B 口的压力大小而定。反之，当 X 口有液压力作用，且 X 口的油液压力大于 A 和 B 口的油液压力时，才能保证 A 与 B 之间关闭。盖板用来固定和密封插装阀单元，沟通控制油路 and 主阀控制腔之间的联系。在盖板 4 内也可装嵌节流螺塞等微型控制元件（如单向阀、梭阀、流量控制器和先导压力阀等），还可安装位移传感器等电器附件，以便构成具有某种控制功能的组合阀。若干个不同控制功能的二通插装阀组装在一个或多个插装块体内，便组成液压回路。



1—阀套 2—阀芯 3—弹簧 4—盖板

图 5-56 二通插装阀单元

### 1) 插装方向阀

(1) 插装单向阀。插装单向阀如图 5-57 所示，将插装单元的控制口 X 与 A 或 B 连通，即成为普通单向阀；在其控制盖板上接一个二位三通换向阀作先导阀，便可成为液控单向阀，如图 5-58 所示。

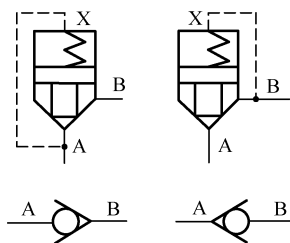


图 5-57 普通单向阀

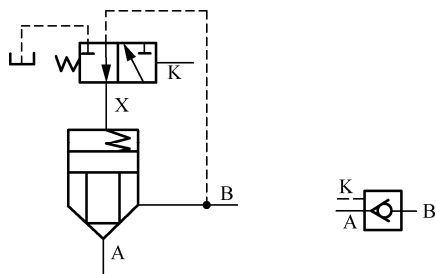


图 5-58 液控单向阀

(2) 插装换向阀。如图 5-59 所示，用一个二位三通电磁阀来转换 X 腔压力，就成为一个二位二通换向阀。图 5-59 (a) 中在电磁阀断电时，液流可以从 A 流向 B，但不能从 B 流向 A；电磁铁通电时，A 与 B 口接通，可以双向流动。如图 5-59 (b) 所示，在控制油路中加一个梭阀（相当于两个单向阀），可使两个方向都起切断作用，只要二位三通电磁阀不通电，不管 A、B 油口哪个压力高，锥阀始终可靠地关闭。



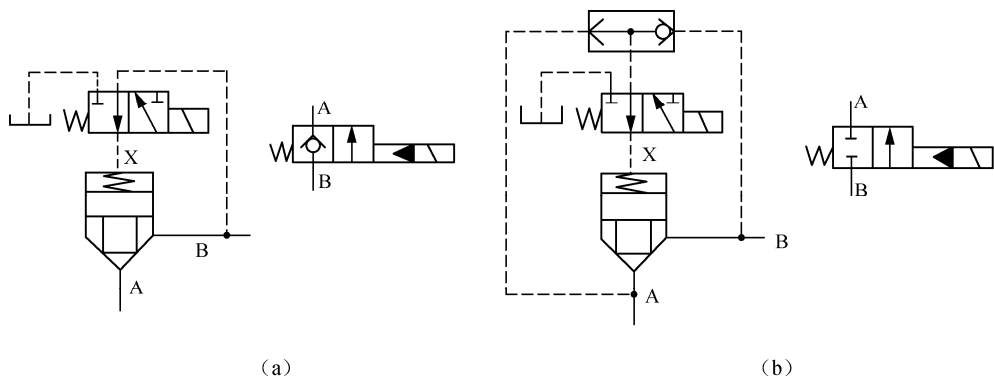


图 5-59 二位二通换向阀

如图 5-60 所示, 用一个二位四通电磁阀来转换两个插装阀单元 X 腔的压力, 就成为一个二位三通换向阀。在电磁阀断电状态, 左面的插装阀打开, 右面的插装阀关闭。即 A 与 T 接通, P 与 A 不通; 电磁阀通电时, P 与 A 通, A 与 T 不通。如图 5-61 所示的连接方式, 就成为一个二位四通换向阀。

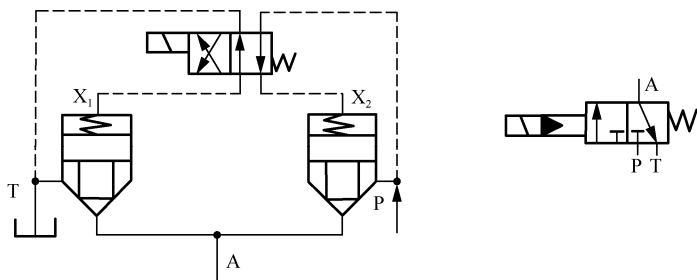


图 5-60 两位三通换向阀

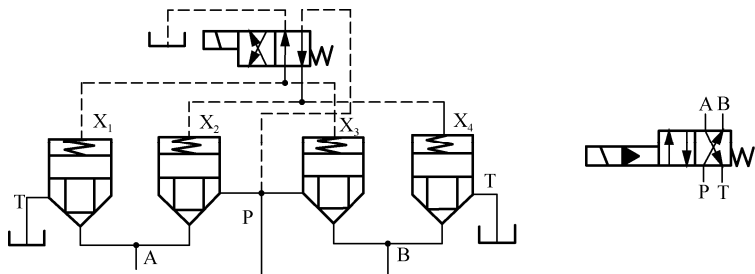


图 5-61 两位四通换向阀

插装阀和多个先导阀配合用做换向阀, 还可以实现三位、四位甚至十二位等更加复杂的功能组合, 这是普通换向阀做不到的。

## 2) 插装压力阀

用直动式溢流阀作为先导阀来控制插装主阀, 在不同的油路连接下便构成不同的压力阀。

如图 5-62 (a) 所示为插装溢流阀。当 B 口通油箱时, A 口的压力油经节流小孔进入控制腔 X, 并与溢流阀接通, 便成为先导式溢流阀; 若 B 口不通油箱而接负载, 便成为先导式顺序阀。

如图 5-62 (b) 为插装卸荷阀。在插装溢流阀的控制腔 X 再接一个二位二通电磁换向阀，当电磁铁断电时，具有溢流阀功能；当电磁铁通电时，即为卸荷阀。

如图 5-62 (c) 为插装减压阀。将插装单元作为常开式滑阀结构，B 为一次压力  $P_1$  的进口，A 为出口，A 口的压力油经节流小孔与控制腔 X 相通，并与先导压力阀进口相通，其工作原理和普通先导式减压阀相同。

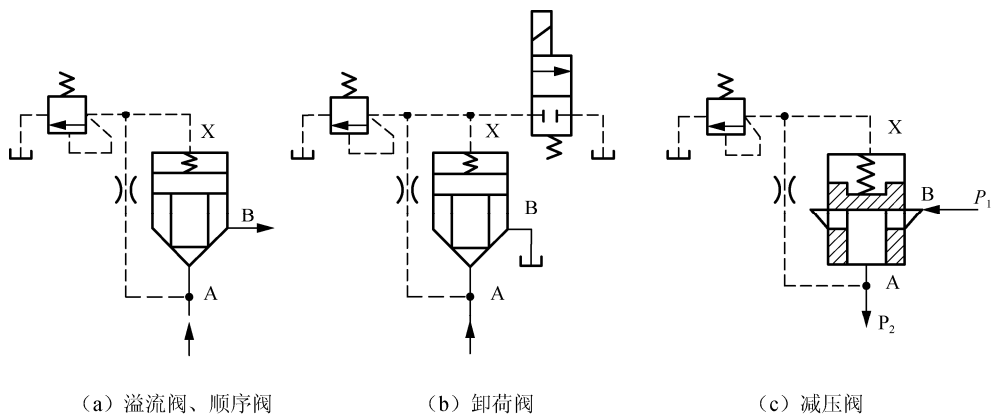


图 5-62 插装压力阀

### 3) 插装流量阀

若用机械或电气的方式限制插装阀芯的行程，以改变阀口的通流面积的大小，则可起流量控制阀的作用。如图 5-63 (a) 所示插装式锥阀用做流量控制的节流阀，如图 5-63 (b) 所示为在节流阀前串联一个减压阀，减压阀阀芯两端分别与节流阀进出油口相通，利用减压阀的压力补偿功能来保证节流阀两端的压差不随负载的变化而变化，这样就使之成为一个调速阀。

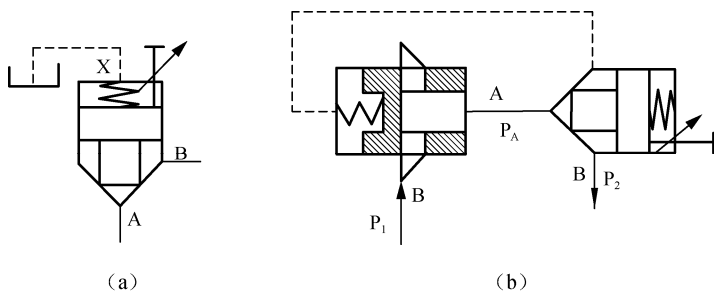


图 5-63 插装流量阀

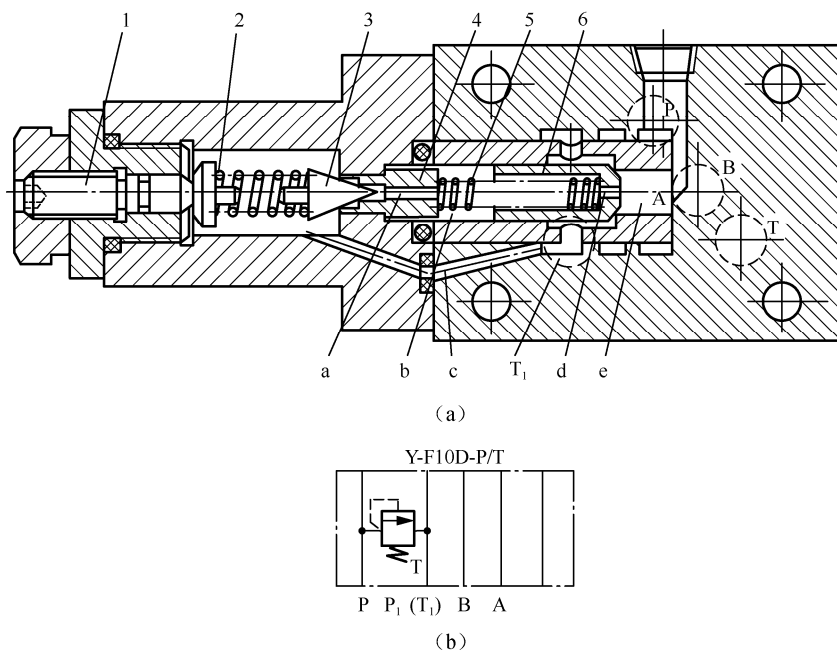
## 2. 叠加阀

叠加式液压阀简称叠加阀。叠加阀是在集成块的基础上发展起来的一种液压元件，叠加阀的结构特点是阀体本身既是液压阀的机体，又具有通道和连接的功能。使用叠加阀可实现液压元件间无管化集成连接，使液压系统连接方式大为简化，结构紧凑，体积小，设计安装方便。叠加阀按功用的不同分为压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀（方向控制阀仅有单向阀类）三类，目前已被广泛用于冶金、机械制造、工程机械等领域中。

### 1) 叠加阀的结构及工作原理

叠加阀的工作原理与一般液压阀相同，只是具体结构有所不同。现以叠加式溢流阀为例，说明其结构和工作原理。

如图 5-64 (a) 所示为 Y1 型先导式叠加溢流阀。它由先导锥阀和主阀两部分组成，主阀相当于锥阀式的单向阀。其工作原理是：压力油由进油口 P 进入主阀阀芯 6 右端的 e 腔，并经阀芯上阻尼孔 d 流至阀芯 6 左端的 b 腔，再经小孔 a 作用于先导锥阀阀芯 3 上。当系统压力低于溢流阀调定压力时，先导锥阀关闭，主阀也关闭，阀不溢流；当系统压力达到溢流阀的调定压力时，先导锥阀阀芯 3 打开，b 腔的油液经锥阀口及孔 c 由油口  $T_1$  流回油箱，主阀阀芯 6 右腔的油液经阻尼孔 d 向左流动，于是主阀阀芯的两端油液产生压力差。此压力差使主阀阀芯推开弹簧 5 而左移，主阀阀口打开，阀溢流。调节弹簧 2 的预压缩量便可调节溢流阀的调定压力，即溢流压力。如图 5-64 (b) 所示为叠加式溢流阀的职能符号。



1—推杆 2—先导阀弹簧 3—先导锥阀阀芯 4—阀座 5—主阀弹簧 6—主阀阀芯

图 5-64 叠加式溢流阀

### 2) 叠加阀的组装

叠加阀自成体系，同一通径的各种叠加阀的油口和螺钉孔的大小、位置、数量都与相匹配的板式主换向阀相同。因此，针对一个板式换向阀，可以按一定顺序和数目叠加而成各种典型的液压系统。

如图 5-65 所示为叠加式液压装置示意图。最下面的是底板，底板上有进油孔、回油孔和通向液压执行元件的油孔，底板上面第一个元件一般是压力表开关，然后依次向上叠加各压力控制阀和流量控制阀，最上层为换向阀，用螺栓将它们紧固成一个叠加阀组。一般一个叠加阀组控制一个执行元件。如果液压系统有几个需要集中控制的执行元件，则用多联底板并排在上面组成几个叠加阀组。

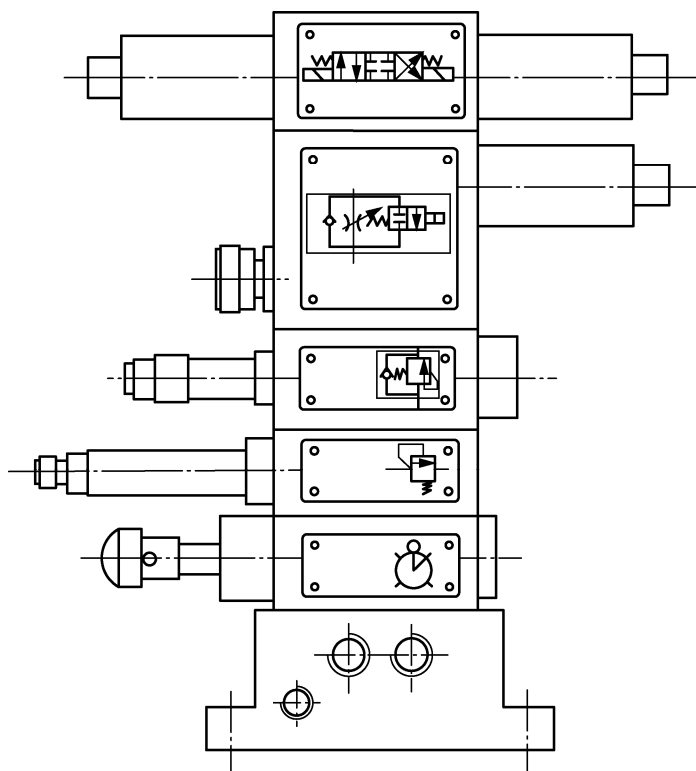


图 5-65 叠加式液压装置示意

## 本章小结

本章主要介绍了一些液压控制阀的工作原理、结构特点及应用。为了更好地巩固和应用这些知识，下面把主要内容加以归纳总结。

液压控制阀从功用上主要分为方向控制阀、压力控制阀和流量控制阀三大类。方向控制阀通过控制和改变液压系统中液流方向，来控制执行元件的运动方向。压力控制阀用来控制和调节液压系统中液流的压力或利用压力进行控制。流量控制阀通过控制和调节液压系统中流量，来控制执行元件的执行速度。

各类液压阀的主要用途及应用见表 5-4。

表 5-4 液压阀的主要用途与应用

类别		主要用途
方向控制阀	单向阀	1. 单向阀用于减压系统中防止油流反向流动 2. 作背压阀用（需更换刚度较大的弹簧） 3. 液压单向阀液控口未通压力油时单向导通，液控口通压力油时可以双向导通，可作液压锁
	换向阀	实现液压油路的接通、切断、换向等
压力控制阀	溢流阀	1. 作溢流阀，保持系统压力的稳定 2. 作安全阀，保证系统安全 3. 远程调压或多级调压 4. 作卸荷阀 5. 作背压阀

续表

类别	主要用途	
压力控制阀	减压阀	用于将出口压力调节到低于进口压力的场合,并能自动保持出口压力稳定
	顺序阀	1. 利用油路本身的压力控制执行元件,实现顺序动作 2. 可作卸荷阀用 3. 作背压阀 4. 单向顺序阀可作平衡阀,用以防止执行机构因其自重而自行下滑,起平衡支撑作用
	压力继电器	将压力信号转换为电信号,控制其他元件动作
流量控制阀	节流阀	通过改变节流口的大小来控制通过油液的流量,以改变执行元件的速度。它适用于负载变化不大或对速度稳定性要求不高的系统
	调速阀	能准确地调节和稳定通过阀的流量,适用于执行元件负载变化大,运动速度稳定性要求较高的液压系统

## 思考与练习

- 5-1 先导式溢流阀的阻尼小孔起什么作用?若将其堵塞或加大会出现什么情况?
- 5-2 分别说明 O 形、M 形、H 形、Y 形和 P 形三位四通换向阀在中间位置时的性能特点。
- 5-3 现有两个压力阀,由于铭牌失落,分不清哪个是溢流阀,哪个是减压阀,又不希望将阀拆开,如何根据特点做出正确判断?
- 5-4 若把先导式溢流阀的远程控制口当成泄漏口接回油箱,这时系统会产生什么现象?为什么?
- 5-5 将调速阀的定差减压阀改为定值减压阀,是否仍能保证执行元件速度的稳定?为什么?
- 5-6 从结构原理图和符号图,说明溢流阀、顺序阀和减压阀的异同点。
- 5-7 如图 5-66 所示,油路中各溢流阀 A、B、C 的调定压力分别为 6MPa、4 MPa、2MPa,在外负载趋于无限大,如图 5-66 (a) 和图 5-66 (b) 所示油路的供油压力各为多大?

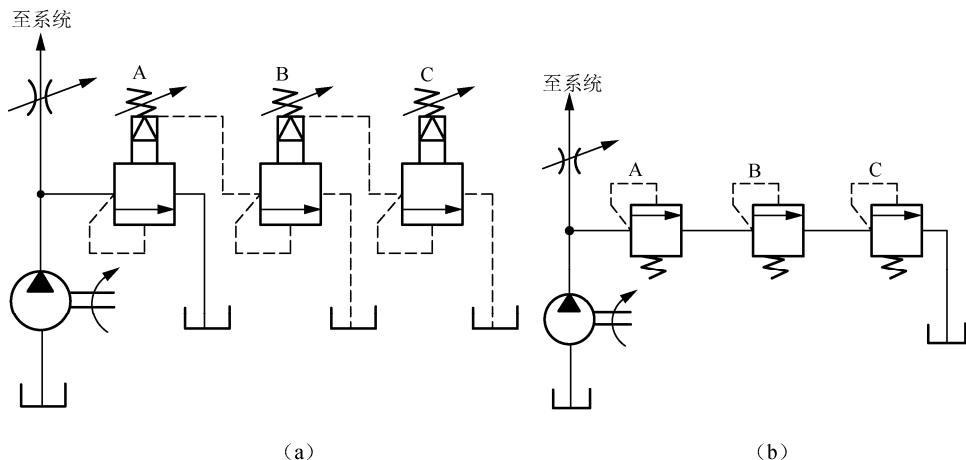


图 5-66

5-8 如图 5-67 所示的液压缸,  $A_1=30 \times 10^{-4} \text{m}^2$ ,  $A_2=12 \times 10^{-4} \text{m}^2$ ,  $F=30 \times 10^3 \text{N}$ , 液控单向阀用做闭锁以防止液压缸下滑, 阀内控制活塞面积  $A_k$  是阀芯承压面积  $A$  的三倍, 若摩擦力、弹簧力均忽略不计, 试计算需要多大的控制压力才能开启液控单向阀? 开启前液压缸中最高压力为多少?

5-9 如图 5-68 所示回路中, 溢流阀的调整压力为  $5.0 \text{MPa}$ , 减压阀的调整压力为  $2.5 \text{MPa}$ , 试分析下列各情况, 并说明减压阀阀口处于什么状态?

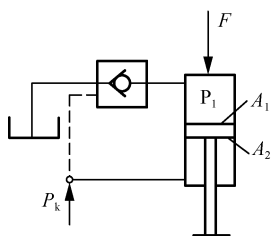


图 5-67

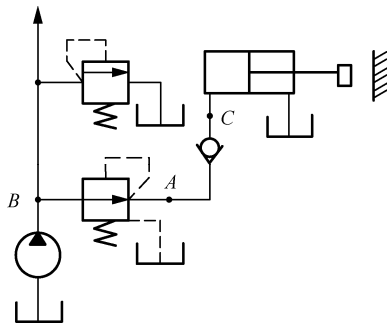


图 5-68

(1) 当泵压力等于溢流阀调定压力时, 夹紧缸使工件夹紧后,  $A$ 、 $C$  点的压力各为多少?

(2) 当泵压力由于工作缸快进、压力降到  $1.5 \text{MPa}$  时 (工件原先处于夹紧状态)  $A$ 、 $C$  点的压力为多少?

(3) 夹紧缸在夹紧工件前作空载运动时,  $A$ 、 $B$ 、 $C$  三点的压力各为多少?

5-10 如图 5-69 所示的液压系统, 两液压缸有效面积为  $A_1=A_2=100 \times 10^{-4} \text{m}^2$ , 缸 1 的负载  $F=3.5 \times 10^4 \text{N}$ , 缸 2 运动时负载为零, 不计摩擦阻力、惯性力和管路损失。溢流阀、顺序阀和减压阀的调整压力分别为  $4.0 \text{MPa}$ ,  $3.0 \text{MPa}$  和  $2.0 \text{MPa}$ 。求下列三种情况下  $A$ 、 $B$  和  $C$  点的压力。

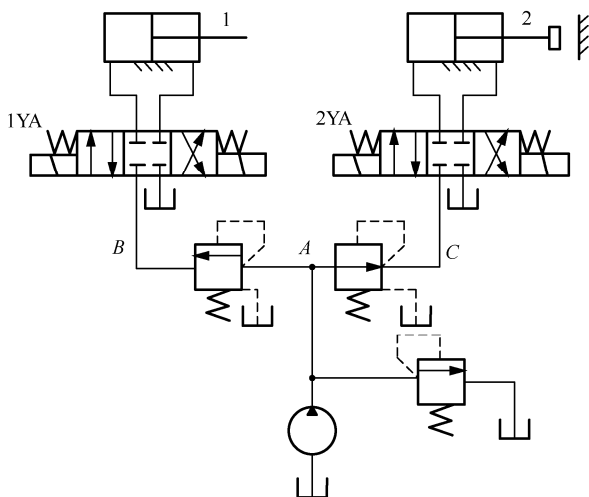


图 5-69

- (1) 液压泵启动后，两换向阀处于中位。
- (2) 1YA 通电，液压缸 I 活塞移动时及活塞运动到终点时。
- (3) 1YA 断电，2YA 通电，液压缸 II 活塞运动时及活塞杆碰到固定挡铁时。

5-11 如图 5-70 所示为由插装式锥阀组成方向阀的两个例子，如果阀关闭时 A、B 有压力差，试判断电磁铁通电和断电时，如图 5-70 (a) 和图 5-70 (b) 的压力油能否开启锥阀而流动，试分析各自是作为何种换向阀使用的。

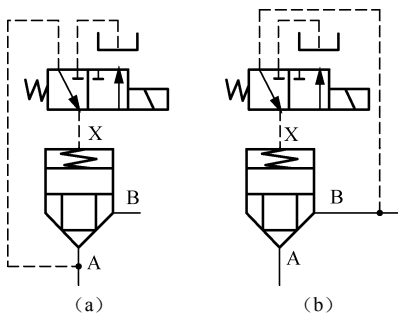


图 5-70

## 第6章 液压油和液压系统辅助元件



### 教学要求

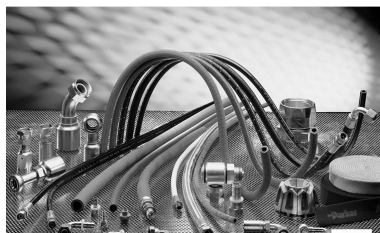
通过本章学习，了解液压油的特性和选用要求。了解液压系统中不同辅助元件类型及其特点、作用，掌握液压辅助元件的安装、使用，维护、故障诊断与排除。

### 引例

液压传动的一个优点是能够自行润滑，可简化保养，原因在于液压传动是依靠液压油来进行能量转换的。液压系统中的工作液体既是传递功率的介质，又是液压元件的冷却、防锈和润滑剂。在工作中产生的磨粒和来自外界的污染物，也要靠工作液体来带走。工作液体的黏性，对减小间隙的泄漏、保证液压元件的密封性都起着很重要的作用。液压油在液压系统的功能相当于人体中的血液，至关重要。油液的储存、运输以及性能的保持，需要油箱、油管、管接头（见例图 6-1）、滤油器（见例图 6-2）和热交换器共同作用，保证液压元件和系统可靠地工作。

由于换向阀突然换向，执行元件的运动突然停止，甚至人为的需要执行元件紧急制动等原因，会使管路内的液体流动发生急剧变化，造成冲击压力。这种冲击，往往引起系统中的仪表、元件和密封装置发生故障甚至损坏或发生管道破裂，此外还会使系统产生明显的振动。为吸收和缓和这种液压冲击，可在控制阀或液压缸冲击源之前装一个辅助装置——蓄能器，如例图 6-3 所示。液压系统是转换液体的压力能来完成工作的，因此油液的泄漏是影响液压效率的一个重要因素，同时油液的泄漏还会污染环境、弄脏设备，显见密封工作是液压系统中的关键因素。

除液压执行元件、动力元件、控制元件之外的其他各类元件，如蓄能器、过滤器、油箱、热交换器、管件等元件，统称为液压系统中的辅助元件。辅助元件对于液压系统来说是不可或缺的，对于提高液压系统的动态性能、工作稳定性、工作寿命、噪声和温升、泄漏等有直接的影响，应予以重视。



例图 6-1 管接头



例图 6-2 过滤器



例图 6-3 蓄能器



6.1 液 压 油

6.1.1 液压系统对液压油的基本要求

液压油质量的优劣在很大程度上影响液压系统的工作可靠性和使用寿命。液压系统对液压油的要求如下几点：

（1）液压油要有合适的黏性及良好的黏温特性、黏压特性。不同的液压系统和不同的工作条件，对油液的黏性有着不同的要求。合适的油液黏性，能保证液压系统的容积效率和机械效率，因此要求液压油在压力、温度和剪切力的作用下，黏度变化较小。即要有好的黏温特性、黏压特性。

（2）润滑性能好。液压油的润滑性是防止零件之间干摩擦的必备条件，而且，液压泵和液压马达在启动时，液压油的润滑作用，对其启动性能的特性影响很大。

（3）质地纯净，杂质少。

（4）对金属和密封件有良好的相容性。液压油和橡胶材料要具有良好的相容性，不易使密封件变质、变形，而且要求液压油有较强的防锈性和抗腐蚀性，使金属表面不生锈、不腐蚀。

（5）液压油有良好的氧化安定性。液压系统在高压、高温工作条件下工作时，液压油会因温度升高而产生氧化、水解等作用，使油液内生成腐蚀性物质。这种有害物质会堵塞过滤装置，使系统的过滤性能下降。因此，液压油应具有抗氧化和抗水解的安定性，使系统中的有害腐蚀物质生成量尽量小，以延长液压油的使用寿命。

（6）抗泡沫性好，抗乳化性好。液压油中含有少量的空气，当它从油液中析出时会产生振动和噪声，使系统的性能急剧下降，因此液压系统要求液压油产生的气泡和泡沫要尽量少，而且消失要快。液压油在工作过程中会混入少量的水，含水的液压油在高速剧烈的搅拌下会产生乳化液，产生沉淀，这对液压系统十分有害，因此液压油要有良好的抗乳化性能，并且使油和水容易分离。

（7）体积膨胀系数小。

（8）流动点和凝固点低、闪点、燃点等较高。闪点是指明火能使油面上的油蒸汽闪燃，但油本身不燃烧时的温度。

（9）对人体无害，成本低。

6.1.2 液压油的特性

液压系统中使用的工业液压油液的种类见表 6-1。

表 6-1 工业液压油液的种类

石油型								植物型	难燃型				
机械油	汽轮机油	普通液压油	专用液压油						乳化油		合成型		
			抗磨液压油	低温液压油	液压-导轨油	高黏度指数液压油	其他专用液压油		水包油乳化液	油包水乳化液	水-乙二醇液	磷酸酯液	其他

1. 石油型液压油

石油型的液压油以机械油为基料，精炼后按需要加入适当的添加剂而成。这种油液的

润滑性好，但抗燃性差。

机械油是一种工业用润滑油，价格虽较低，但物理化学性能较差，使用时易产生黏稠胶质，堵塞元件，影响系统的性能，常用于不重要的液压系统。

汽轮机油为深度精加工的润滑油，并加入了抗氧化、抗泡沫、防腐蚀等添加剂。和机械油相比，氧化安定性好，使用寿命长，与水混合后能迅速分离，纯净度高。

普通液压油是采用汽轮机油馏分作基础油，加入抗氧化、防锈和抗泡等添加剂调和而成。在液压系统中使用最广，但只适用于 0℃ 以上的工作环境。

液压-导轨油的基础油与普通液压油相同，除普通液压油所具有的全部添加剂外，还加有油性剂，用于导轨润滑时有良好的防爬性能。适用于机床液压和导轨润滑合用的系统。

抗磨液压油的基础油也与普通液压油同，除加有抗氧、抗腐、抗泡、防锈等添加剂外，还加有抗磨剂，以减小液压件的磨损。适用于高压、高速工程机械和车辆液压系统。

低温液压油是用低凝点的机械油或汽轮机油，加添加剂调和而成。低温下有良好的启动性能，在正常的温度下有很好的工作性能，而且其抗剪切性能好。适用于低温地区的户外高压系统。

高黏度指数液压油是低黏度的变压器油馏分后加增黏、抗磨、油性、抗氧剂等调和而成。其黏温特性比低温液压油更好，且抗剪切安定性好，还有较好的润滑性，以保证不发生低速爬行和低速不稳定现象。使用于数控精密机床及高精度坐标镗床的液压系统。

其他专用液压油按照场合的不同可分为航空液压油、炮用液压油、舰用液压油、舵机液压油、液压设备防锈油、合成锭子油和专用锭子油。

### 2. 植物性液压油

蓖麻油是植物油，除了仪器仪表外用的较少。

### 3. 难燃性液压油可分成乳化型和合成型

乳化液有两大类：一类是少量油（约 5%~10%）分散在大量的水中，另外还有各种添加剂，微小油滴均匀地分布在水中，称为水包油乳化液。这种乳化液润滑性差。适用于液压支架和水压机系统。另一类是外相为油，内相为水的白色乳状液，水分散在大量的油中（油约占 60%），称为油包水乳化液（W/O）。具有较好的润滑性、防锈性，又可抗燃。但使用温度不能高于 65℃。

水-乙二醇液适用于要求防火的液压系统，如液体长期在高于 65℃ 的温度下工作，水分的蒸发使它的黏度上升，因此必须经常检验。它的低温黏度小，而且润滑性比石油型液压油差，对大多数橡胶密封圈材料均能相容，但会使许多油漆脱落。

磷酸酯液自燃点高，氧化安定性好，润滑性好，可使用的温度范围广，对大多数金属不腐蚀，有毒性，但能溶解许多非金属材料，因此必须选择合适的橡胶密封材料。

## 6.1.3 液压油的选择和使用

### 1. 液压油的选择

正确而合理地选择液压油，对液压系统适应各种工作环境的能力、延长系统和元件的寿命、提高系统工作的可靠性都有重要的影响。

选择液压油时要考虑的因素见表 6-2。

表 6-2 选择液压油时考虑的因素

系统工作条件 方面的考虑	压力范围（润滑性、承载能力） 温度范围（黏度、黏温特性、剪切损失、热稳定性、氧化率、挥发度、低温流动性）
油液质量 方面的考虑	物理化学指标 对金属和密封件的相容性 过滤性能、吸斥水性能、吸气性能、抗水解能力、对金属的作用情况、去垢能力、防锈及抗腐蚀能力 抗氧化稳定性 剪切稳定性 电学特性（耐电压冲击强度、介电强度、导电率、磁场中极化程度）
经济性方面	价格及使用寿命 维护、更换的难易程度
系统工作环境 方面的考虑	是否抗燃（闪点、燃点） 抑制噪声的能力（空气溶解度、消泡性） 废液再生处理及环境污染要求 毒性和气味

在众多的考虑因素中，最重要的因素是液压油液的黏度。黏度太大，液流的压力损失和发热大，使系统效率下降；黏度太小，泄漏增大会使系统效率降低。因此，应选择使系统能正常、高效和可靠工作的油液黏度。

在液压系统中，液压泵的工作条件最为严峻，不但压力大，转速及温度高，而且油液被泵吸入和由泵压出时要受到剪切作用，所以一般根据泵的要求来确定液压油液的黏度，见表 6-3。

表 6-3 液压泵用油液的黏度

名称	黏度范围（ $\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ）	
	允许	最佳
叶片泵（1200r/min）	16~220	26~54
叶片泵（180r/min）	20~220	26~54
齿轮泵	4~220	25~54
径向柱塞泵	10~65	16~48
轴向柱塞泵	4~76	16~47
螺杆泵	19~49	

前面已经介绍，油温对黏度影响极大。因此，为了发挥液压系统的最佳运转效率，应依具体情况控制油温，使泵和系统在油液的最佳黏度范围内工作。过高的油温不仅大大改变了油液的黏度，而且会使常温下平和、稳定的油液变得带有腐蚀性，分解出不利于使用的成分，或因过量汽化而使液压泵吸空，无法正常工作。

液压油的选择，一般要经历下述四个基本步骤：

- （1）确定所用油液的某些特性（黏度、密度、蒸汽压、空气溶解率、体积模量、抗燃性、温度界限、压力限、润滑性、相容性、毒性等）的允许范围。
- （2）查看说明书，找出符合或基本符合上述各项特性要求的油液。
- （3）进行综合、权衡，调整各方面的要求和参数。
- （4）征询油液制造厂的最终意见，定出所用液压油的型号、标准。

2. 液压油的使用

根据一定的要求来选择或配制液压油液之后，不能认为液压系统工作介质的问题已全

部解决了。事实上，使用不当还是会使油液的性质发生变化的。例如，通常认为油液在某一温度和压力时黏度是一定值，与流动情况无关，实际上油液被过度剪切后，黏度会显著减小，因此在使用液压油液时应注意：

(1) 对长期使用的液压油，氧化、热稳定性是决定温度界限的因素，因此，应使液压油长期处于低于它开始氧化的温度下工作。

(2) 在储存、搬运及加注过程中，应防止油液被污染。

(3) 对油液定期抽样检验，并建立定期换油制度。

(4) 油箱的贮油量应充分，以利于系统散热。

(5) 保持系统的密封，一旦有泄漏，就应立即排除。

### 6.1.4 液压油液的污染及其控制

#### 1. 污染的原因及危害

液压油液中的污染物来源包括：液压装置组装时残留下来的污染物（如切屑、毛刺、型砂、磨粒、焊渣、铁锈等）；从周围环境混入的污染物（如空气、尘埃、水滴等）；在工作过程中产生的污染物（如金属微粒、锈斑、涂料剥离片、密封材料剥离片、水分、气泡及液压油变质后的胶状生成物等）。

固体颗粒使元件加速磨损，寿命缩短，泵、阀性能下降，甚至使阀芯卡死，滤油器堵塞。水的侵入不仅会产生汽蚀，而且还将加速液压油的氧化，并与添加剂起作用产生黏性胶质，堵塞滤油器。空气的混入将降低液压油的体积模量和润滑性能，导致泵气蚀及执行元件低速爬行。

#### 2. 固体颗粒污染度的测定

液压油液的污染度是指单位容积液压油中固体颗粒污染物的含量（含量可用重量或颗粒数表示）。污染度的测定方法：

##### 1) 称重法

把 100mL 的液压油样品进行真空过滤并烘干后，在高精度天平上称出颗粒的重量，按标准定出污染等级。此法设备简单、操作方法重复、精度高，但只能表示液压油中颗粒污染物的总量，不能反映颗粒尺寸的大小及分布情况。适用于液压油日常性的质量管理场合。

##### 2) 颗粒计数法

是测定单位容积液压油中含有某给定尺寸范围的颗粒数。其测定方法有以下两种：

(1) 显微镜颗粒计数法：将 100mL 液压油样品进行真空过滤，并把得到的颗粒进行溶剂处理后，放在显微镜下，找出其尺寸大小及数量，然后依标准确定液压油的污染度。此法的优点是能直接看到颗粒的种类、大小及数量，从而推测污染的原因；缺点是时间长，劳动强度大，精度低，且要求熟练的操作技术。

(2) 自动颗粒计数法：利用光源照射液压油样品时，根据液压油中颗粒在光电传感器上投影后所发出的脉冲信号来测定油液的污染度。由于信号的强弱和多少与颗粒的大小和数量有关，将测得的信号与标准颗粒产生的信号相比较，即可算出液压油样品的颗粒的大小与数量。此法能自动计数，简便、迅速、精确，可以及时从高压管道中抽样测定，因此得到了广泛的应用，但这方法不能直接观察到污染颗粒本身。

### 3. 液压油液的污染控制

为了减少工作液体的污染,可采取以下措施:

(1) 液压元件在加工的每道工序后都应净化,装配后严格清洗。系统在组装前,油箱和管路必须清洗。用机械方法除去残渣和表面氧化物,然后进行酸洗。系统在组装后,用系统工作时使用的液压油(加热后)进行全面清洗,不可用煤油。系统冲洗时应设置高效滤油器,并启动系统使元件动作,用铜锤敲打焊口和连接部位。

(2) 在油箱呼吸孔上装设高效空气滤清器或采用隔离式油箱,防止尘土、磨料和冷却水的侵入。液压油必须通过滤油器注入系统。

(3) 系统应设置过滤器,其过滤精度应根据系统的不同情况来选定。

(4) 系统工作时,一般应将液压油的温度控制在  $65^{\circ}\text{C}$  以下,液压油温度过高会加速氧化,产生各种生成物。

(5) 系统中的液压油应定期更换,在注入新的液压油前,必须把整个系统清洗一次。

## 6.2 蓄 能 器

蓄能器是一种将液压系统中的压力油储存起来,在需要时又重新放出的辅助元件。

### 6.2.1 蓄能器的作用和分类

#### 1. 作用

(1) 作辅助动力源。某些液压系统的执行元件是间歇动作的,总的工作时间很短,有些液压系统的执行元件虽然不是间歇动作,但在一个工作循环内(或一次行程内)速度差别很大。在这种系统中设置储能器后,即可采用一个功率较小的泵,以减小主传动的功率,使整个液压系统的尺寸小、重量轻、价格便宜。

(2) 作紧急动力源。对某些系统要求当泵发生故障或停电(对执行元件的供油突然中断)时,执行元件应继续完成必要的动作。例如,为了安全起见,液压缸的活塞杆必须缩到缸内。在这种情况下,需要有适当容量的蓄能器。

(3) 补充泄漏和保持压力。对于执行元件长时间不动作,而要保持恒定压力的系统(如机床的夹紧装置),可用蓄能器来补偿泄漏,从而使机构保压。

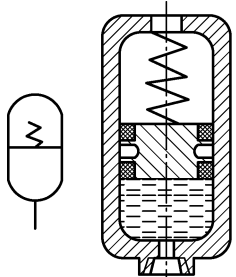
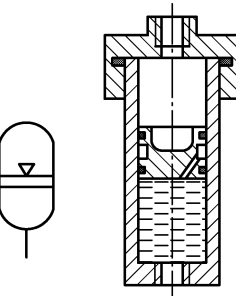
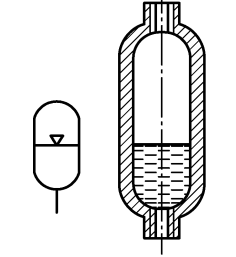
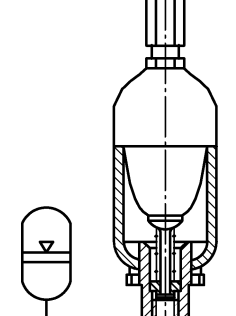
(4) 吸收液压冲击。由于换向阀突然换向,执行元件的运动突然停止,甚至人为地需要执行元件紧急制动等原因,都会使管路内的液体流动发生急剧变化,造成冲击压力。虽然系统中设有安全阀,但阀芯总有一个反应的过程。这种冲击,往往引起系统中的仪表、元件和密封装置发生故障甚至损坏或发生管道破裂,此外还会使系统产生明显的振动。在控制阀或液压缸冲击源之前装设蓄能器,用来吸收和缓和这种液压冲击。

(5) 吸收脉动、降低噪声。泵的流量脉动会引起压力脉动,使执行元件的运动速度不均匀,产生振动、噪声等。在泵的出口处并联一个反应灵敏而惯性小的蓄能器,即可吸收流量和压力的脉动,降低噪声。

#### 2. 分类

蓄能器的结构简图和特点见表 6-4 所示。另外,有一种重力式蓄能器在表中没有列出,因其体积庞大,结构笨重,反应迟钝,现在工业上已很少应用。

表 6-4 蓄能器的种类和特点

名称	结构简图	特点和说明
活 塞 式		<p>(1) 利用弹簧的压缩和伸长来储存、释放压力能。</p> <p>(2) 结构简单，但容量小。</p> <p>(3) 供小容量、低压 (<math>p \leq 1 \sim 1.2 \text{MPa}</math>) 回路用，不适用于高压或高频的工作场合。</p> <p>(4) 蓄能器产生的压力取决于弹簧的刚度和压缩量</p>
		<p>(1) 利用气体的压缩和膨胀来储存压力能；气体和油液在蓄能器中由活塞隔开。</p> <p>(2) 结构简单、工作可靠、安装容易、维护方便、但活塞惯性大、活塞和缸壁之间有摩擦、反应不够灵敏、密封要求较高。</p> <p>(3) 用来储存能量，也可吸收冲击</p>
气瓶式		<p>(1) 利用气体的压缩和膨胀来储存、释放压力能；气体和油液在蓄能器中直接接触。</p> <p>(2) 容量大、惯性小、反应灵敏、轮廓尺寸小，但气体容易混入油内，影响系统工作平稳性。</p> <p>(3) 只适用于大流量的中、低压回路</p>
气囊式		<p>(1) 利用气体的压缩和膨胀来储存、释放压力能；气体和油液在蓄能器中由皮囊隔开。</p> <p>(2) 带弹簧的菌状进油阀使油液能进入蓄能器，但为防止皮囊自油口被挤出，充气阀只在蓄能器工作前皮囊充气时打开，蓄能器工作时则关闭。</p> <p>(3) 结构尺寸小，重量轻，安装方便，维护容易，皮囊惯性小。</p> <p>(4) 折合型皮囊容量较大，可用来储存能量，波纹型皮囊适用于吸收冲击</p>

## 6.2.2 蓄能器容量计算

蓄能器容量的大小与它的用途有关。下面以气囊式蓄能器为例，说明其容量的计算。

### 1. 蓄能器作动力源使用时

蓄能器的容积  $V_0$  是充液前充气压力为  $p_0$  时的容积， $V_1$  为气体在最低工作压力  $p_1$  下的体积， $V_2$  为气体在最高工作压力  $p_2$  下的体积，如图 6-1 所示。

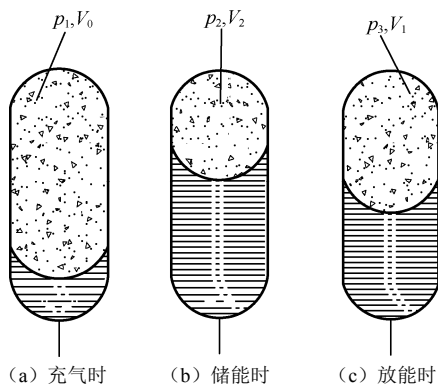


图 6-1 蓄能器作能源使用时的过程

设工作中需要蓄能器输出油液的体积为  $\Delta V_1$ ，由气体定律可得

$$p_0 V_0^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{常数} \quad (6-1)$$

式中， $n$  为指数，其值由气体工作条件决定：当蓄能器用来补偿泄漏，保持压力时，它释放能量的速度缓慢，可认为气体在等温条件下工作， $n=1$ ；当蓄能器用来大量补油时，它释放的能量速度很快，可认为气体在绝热条件下工作， $n=1.5$ 。 $p_0$ 、 $p_1$ 、 $p_2$  均为绝对压力。

当蓄能器向系统供出压力油的体积为  $\Delta V = V_2 - V_1$  时（ $\Delta V$  称为蓄能器的工作容积），蓄能器内的压力  $p_2$  将降到  $p_1$ 。由式（6-1）可推得

$$V_0 = \frac{\Delta V}{p_0^{1/n} \left[ (1/p_1)^{1/n} - (1/p_2)^{1/n} \right]} \quad (6-2)$$

理论上可使  $p_0 = p_1$ ，但一般应留有一定余量，使  $p_1 > p_0$ 。对折合形气囊取  $p_0 = (0.8 \sim 0.85)p_1$ ；对波纹形气囊取  $p_0 = (0.6 \sim 0.65)p_1$ 。

## 2. 蓄能器用来吸收液压冲击时

蓄能器的容积  $V_0$  可近似地由其充气压  $p_0$ 、系统中允许的最高工作压力  $p_2$  和瞬时吸收的动能来确定。例如，管道突然关闭时，蓄能器瞬时吸收的动能为  $\rho A l v^2 / 2$ ，其中， $\rho$  为油液密度（ $\text{kg/m}^3$ ）， $A$  为管道截面积（ $\text{m}^2$ ）， $l$  为管道长度（ $\text{m}$ ）， $v$  为管道中油液流速（ $\text{m/s}$ ）。蓄能器中的气体在绝热过程中压缩，则

$$\frac{1}{2} \rho A l v^2 = \int_{V_2}^{V_1} p \cdot dV = \int_{V_2}^{V_1} p_0 \left( \frac{V_0}{V} \right)^{1.4} dV = \frac{p_0 V_0}{0.4} \left[ \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{0.286} - 1 \right] \quad (6-3)$$

故得

$$V_0 = \frac{0.2 \rho A l \cdot V^2}{p_0} \left[ \frac{1}{(p_2/p_0)^{0.286} - 1} \right] \quad (6-4)$$

通常  $p_0$  取系统工作压力的 90%（式（6-4）未考虑油液压缩性和管道弹性变形）。

## 3. 蓄能器用来吸收液压泵压力脉动时

计算其容量  $V_0$  的经验公式有多种，这里介绍其中一种，即

$$V_0 = q_i / (0.6 \delta_p) \quad (6-5)$$

式中,  $q_i$  为排量变化率,  $q_i = \Delta V/V$ ;  $q$  为泵的排量 ( $\text{m}^3/\text{r}$ );  $\Delta q$  为超出平均排量的排出量 ( $\text{m}^3$ );  $\delta_p$  为压力脉动系数,  $\delta_p = \Delta p/p_p$ ;  $\Delta p$  为压力脉动单侧振幅;  $p_p$  为压力脉动的平均值 (Pa)。

使用时, 蓄能器充气压力  $p_0$  常取为泵出口压力的 0.6 倍。

### 6.2.3 蓄能器的使用和安装

蓄能器在液压回路中的安放位置随其功用而不同, 吸收液压冲击或压力脉动时宜放在冲击源或脉动源附近, 补油保压时宜尽可能接近有关的执行元件。

使用蓄能器须注意几点:

(1) 充气式蓄能器中应使用氮气或惰性气体, 允许工作压力视蓄能器结构而定, 皮囊式为 3.5~32MPa。

(2) 不同的蓄能器各有其适用的工作范围, 例如, 皮囊式蓄能器的皮囊强度不高, 不能承受很大的压力波动, 且只能在 -20~70℃ 温度范围内工作。

(3) 皮囊式蓄能器原则上应垂直安装 (油口向下), 只有在空间位置受限制才允许倾斜或水平安装。

(4) 装在管路上的蓄能器须用支板或支架固定。

(5) 蓄能器与管路系统之间应安装截止阀, 供充气、检修时使用。蓄能器与液压泵之间应安装单向阀, 防止液压泵停车时蓄能器内储存的压力油倒流。

## 6.3 滤油器

滤油器用来滤除混在液压油中的各种杂质, 使进入系统的油液保持一定的清洁度, 从而保证液压元件和系统可靠地工作。

### 6.3.1 滤油器的分类

滤油器按其过滤精度 (滤过杂质的颗粒大小) 的不同, 有精过滤器、普通过滤器、精密过滤器和特精过滤器四种, 它们分别能滤去大于 100 $\mu\text{m}$ 、10~100 $\mu\text{m}$ 、5~10 $\mu\text{m}$  和 1~5 $\mu\text{m}$  大小的杂质。

按滤油器滤芯的结构不同, 可分为以下几种类型。

#### 1. 网式滤油器

如图 6-2 所示为网式滤油器, 以铜网为过滤材料, 过滤精度取决于铜网层数和网孔大小, 这种滤油器结构简单, 通流能力大, 压力损失不超过 0.004MPa, 清洗方便, 但过滤精度低。在压力管路上采用 100、150、200 目 (每英寸长度上孔数) 铜丝网, 在液压泵吸油管路上采用 20~40 目铜丝网。



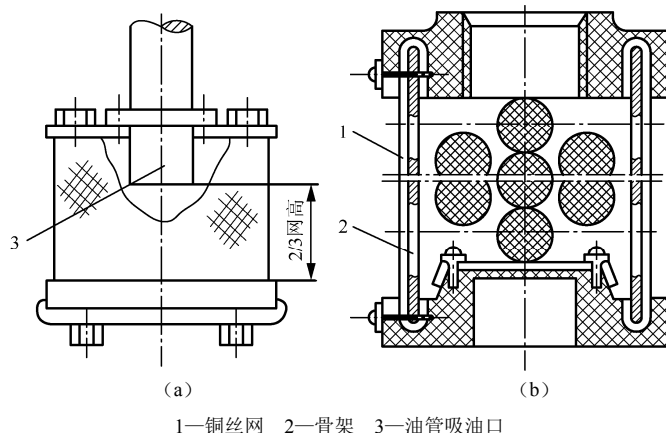


图 6-2 网式滤油器

## 2. 线隙式滤油器

线隙式滤油器如图 6-3 所示，其滤芯是直径为 0.4mm 的铜丝绕成，依靠铜丝间的微小间隙滤除混入液体中的杂质。这种滤油器结构简单，通流能力大，过滤精度比网式滤油器高，但滤芯材料强度低，不易清洗，它常用于低压管道中。当用在液压泵吸油管上时，它的流量规格宜选得比泵大。

## 3. 纸质滤油器

纸质滤油器如图 6-4 所示，其滤芯为平纹或波纹的酚醛树脂或木浆微孔滤纸制成的纸芯，将纸芯围绕在带孔的镀锡铁做成的骨架上，以增大强度，为增加过滤面积，纸芯一般做成折叠形。其过滤精度较高，一般用于油液的精过滤，但堵塞后无法清洗，须经常更换滤芯。

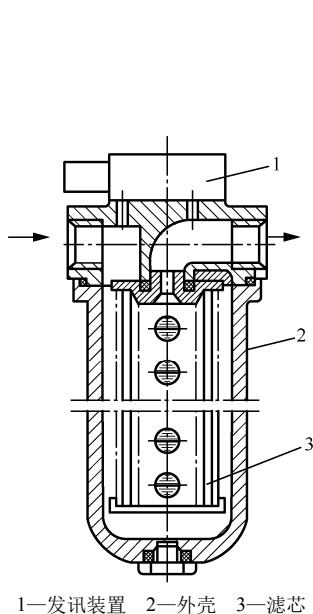


图 6-3 线隙式滤油器

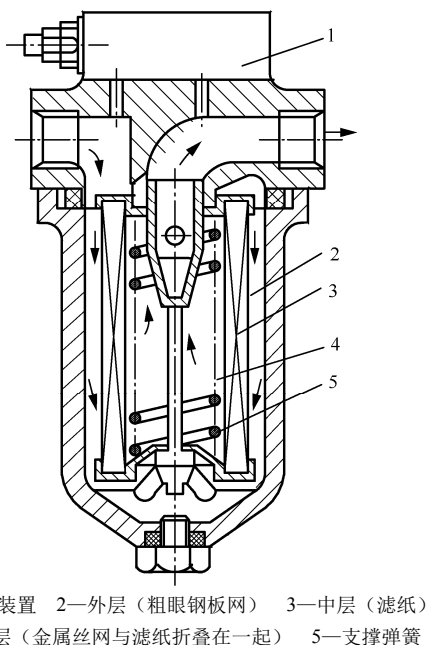


图 6-4 纸质滤油器

#### 4. 烧结式滤油器

烧结式滤油器如图 6-5 所示,滤芯用金属粉末烧结而成,利用颗粒间的微孔来挡住油液中的杂质通过。改变金属粉末的颗粒大小,就可以制出不同的过滤精度的滤芯,这种滤芯能承受高压,过滤精度高,抗腐蚀性好,适用于要求精滤的高压、高温液压系统。烧结式滤芯的金属颗粒易脱落,堵塞后不易清洗。

#### 5. 磁性滤油器

磁性滤油器如图 6-6 所示,其滤芯由永久磁铁制成,罩子外面为铁环,能吸住油液中的铁屑、铁粉或带磁性的磨料,常与其他形式滤芯合起来制成复合式滤油器。磁性滤油器对加工钢铁件的机床液压系统特别适用。

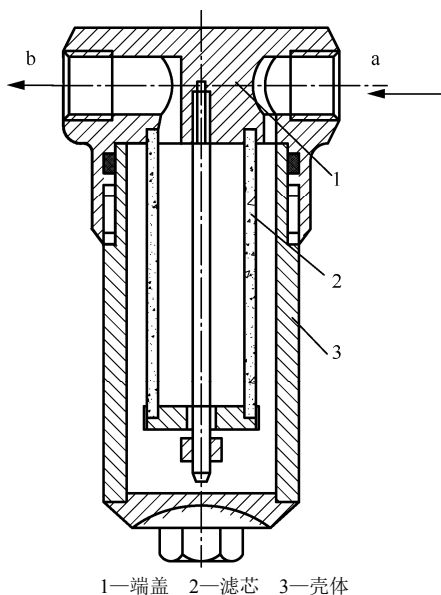


图 6-5 烧结式滤油器

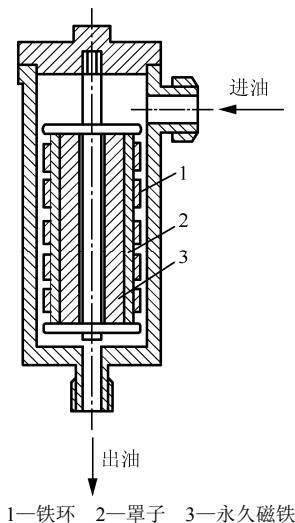


图 6-6 磁性滤油器

### 6.3.2 滤油器的选用和安装

选用滤油器要考虑以下几点:

- (1) 过滤精度应满足预定要求;
- (2) 能在较长时间内保持足够的通流能力;
- (3) 滤芯具有足够的强度,不因液压力的作用而损坏;
- (4) 滤芯抗腐蚀性能好,能在规定的温度下持久地工作;
- (5) 滤芯清洗或更换简便。

因此,滤油器应根据液压系统的技术要求,按过滤精度、通流能力、工作压力、油液黏度、工作条件等来选定其型号。

滤油器在液压系统中的安装位置有以下几种情况。

### 1) 安装在油泵的吸油管路上

这种安装方式能有效地保护整个系统，以阻挡油液中较大的杂质。由于油泵的吸油口不允许有较大的阻力，故一般只能安装粗滤油器（见图 6-7（a））。当要求安装过滤精度较高的滤油器时，可将两、三个滤油器并联在一起使用（见图 6-7（b）），以增大过滤面积。

### 2) 安装在液压泵的出油管路上

这种安装方式可以保护除液压泵以外的其他各个液压元件。但要注意滤油器应安装在泵与安全阀相通的油路之后或将一个溢流阀与其并联使用，如图 6-7（c）所示，以免滤油器堵塞时引起系统压力过高或泵过载。这种安装方式使滤油器处在工作压力下，所以要求滤油器有足够的强度和刚度。

### 3) 安装在主回油路上（见图 6-7（d））

当滤油器不宜在高压下工作或管路上不宜有过大的阻力时，可采用此种安装方式。它可以不考虑滤油器的压力损失，但不能直接防止杂质进入系统中的各个液压元件，而只能循环地除去油液中的杂质，间接地保护各个液压元件。

### 4) 安装在重要元件的前面

在重要的元件（如液压伺服阀、微量流量阀等）的前面，必要时可单独安装精滤油器，以保护这些元件的正常工作。

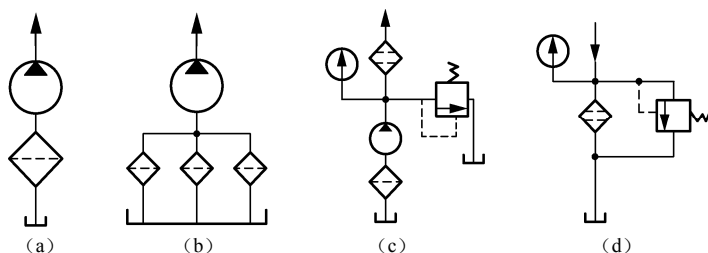


图 6-7 滤油器在系统中的安装位置

## 6.4 油箱和热交换器

### 6.4.1 油箱

油箱的功用是储存油液、散发热量、沉淀杂质和分离油液中的气泡等。

#### 1. 油箱结构

油箱有开式、隔离式和压力式三种类型。

##### 1) 开式油箱

开式油箱如图 6-8 所示。设计开式油箱时，应注意以下几个问题：

(1) 油箱内设隔板将吸油区和回油区隔开，以利散热、沉淀污物和分离气泡。隔板高度一般为液面高度的  $2/3 \sim 3/4$ 。

(2) 油箱底面应略带斜度，并在最低处设放油螺塞。

(3) 油箱上部设置带滤网的加油口，平时用盖子封闭，油箱上部还设有带空气滤清器的通气孔。目前生产的空气滤清器兼有加油和通气的作用，其规格可按泵的流量选用。

(4) 油箱侧面装设油位计及温度计。

(5) 吸油管和回油管尽量远离。回油管与此箱底之距不小于管径的 3 倍，管端切成  $45^\circ$  斜口，斜口面向与回油管最近的箱壁，既有利于散热，又利于沉淀杂质。吸油管上要装有具有泵吸入量 2 倍以上的过滤能力的滤油器或滤网（其精度为 100~200 目），它们距箱底和侧壁应有一定的距离，以便四面进油，保证泵的吸入性能；吸油管处装的粗滤油器与回油管的管端在油面最低时仍应设在油中，以防吸油时卷吸空气或回油冲入油箱时搅动油面而混入气泡。

(6) 系统中的泄漏油管应尽量单独接入油箱。其中：各类控制阀的泄漏油管端部应在油面以上，以免产生背压。

(7) 一般油箱可通过拆卸上盖进行清洗、维护。对大容量的油箱多在油箱侧面设清洗用的窗口，平时用侧板密封。

(8) 油箱容量较小时，可用钢板直接焊接而成；对于大容量的油箱，特别是在油箱盖板上安装电动机、泵和其他液压件时，不仅应使盖板加厚，局部加强，而且还应在油箱各面加焊角板、加强筋，以增加刚度和强度。

(9) 油箱内壁应涂上耐油防锈的材料。外壁涂上一层极薄的黑漆（不超过 0.025mm 厚），会有很好的辐射冷却效果。

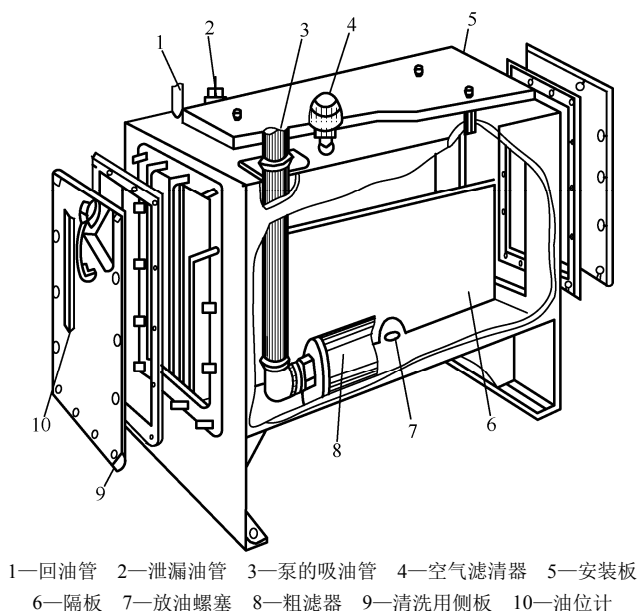


图 6-8 开式油箱

## 2) 隔离式油箱

在周围环境恶劣、灰尘特别多的场合，可采用隔离式油箱，如图 6-9 所示。当泵吸油时，挠性隔离器 1 上的孔 2 进气；当泵停止工作时，油液排回油箱时，挠性隔离器 1 被压瘪，孔 2 排气，所以油液在不与外界空气接触的条件下，液面压力仍能保持为大气压力。挠性隔离器的容积应比泵的每分钟流量大 25% 以上。

### 3) 压力油箱

当泵吸油能力差, 安装补油泵不合算时, 可采用压力油箱, 如图 6-10 所示。将油箱封闭, 来自压缩空气站储气罐的压缩空气经减压阀将压力降到  $0.05 \sim 0.07 \text{ MPa}$ , 为防止压力过高, 设有安全阀 5。为避免压力不足, 还设有电接点压力表 4 和报警。

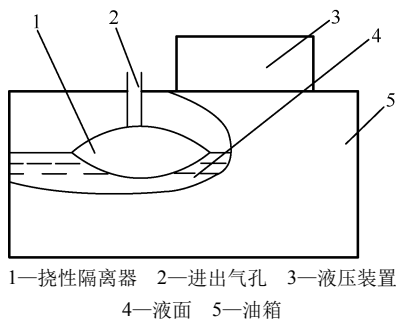


图 6-9 隔离式油箱

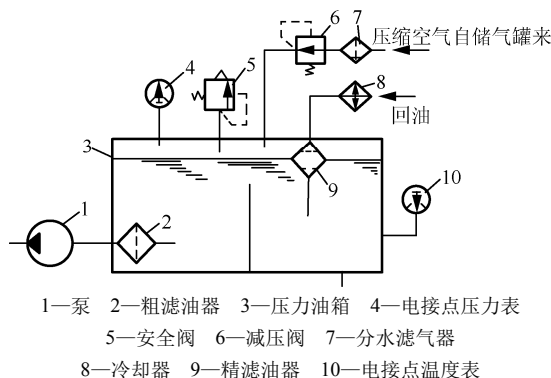


图 6-10 压力油箱

## 2. 油箱容积的确定

从油箱的散热、沉淀杂质和分离气泡等职能来看, 油箱容积越大越好。但若容积太大, 会导致体积大、重量大、操作不便, 尤其对于行走机械。通常根据系统的工作压力来概略地确定油箱有效容积  $V$  :

(1) 低压系统:  $V = (2 \sim 4) \times 60Q$

(2) 中压系统:  $V = (5 \sim 7) \times 60Q$

(3) 高压系统: 油面高度为油箱高度的 80% 时的油箱有效容积, 称为油箱的容量, 应按发热、散热平衡的原则计算确定。初步估算可使用  $V = (10 \sim 12) \times 60Q$

式中,  $Q$  为液压泵的流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )。

### 6.4.2 热交换器

液压系统的工作温度一般希望保持在  $30^\circ\text{C} \sim 50^\circ\text{C}$  的范围之内, 最高不超过  $65^\circ\text{C}$ , 最低不低于  $15^\circ\text{C}$ 。当液压系统自身不能使油液温度控制在这个范围之内时, 就要安装热交换器。热交换器根据使油温上升或降低分为加热器和冷却器。

#### 1. 冷却器

当液压系统功率大、发热多（如节流环节多）或者油箱容积受限制等单靠自然散热不能保持规定的油温时, 必须采用冷却器。冷却器分为水冷式和风冷式两类。

##### 1) 水冷式冷却器

水冷式冷却器有多管式、板式和翅片式等形式。

如图 6-11 所示为多管式水冷却器, 工作时油液从进油口 5 流入, 从出油口 3 流出; 冷却水从进水口 7 流入, 通过水管由出水口 1 流出。冷却水将水管周围油流中的热量带走。冷却器内的隔板 4 使油迂回前进, 增加了油的流程和流速, 提高了传热效率, 冷却效果好。

如图 6-12 所示为翅片式水冷却器，水从管内流过，油液在水管外面通过，油管外部加装横向或纵向散热翅片，以增加散热面积，其冷却效果比其他冷却器提高数倍。

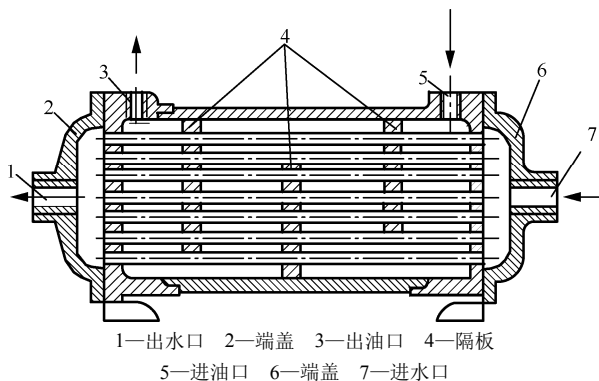


图 6-11 多管式冷却器

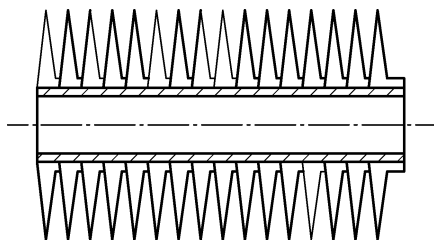


图 6-12 翅片管式冷却器

## 2) 风冷式冷却器

在行走机械（如轮胎吊）和在野外工作的机械中，宜采用风冷却器。常用的风冷式冷却器有翅管式和翅片式两种。

(1) 翅管式风冷却器（如图 6-13 所示），该图为某工程机械上用的翅管式风冷却器，它是将翅片绕在光管上焊接而成。

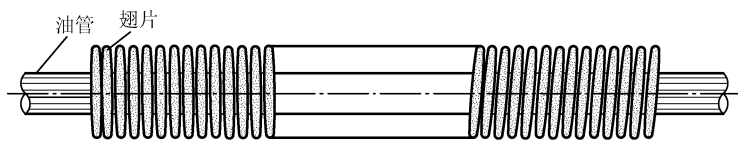


图 6-13 翅管式风冷却器

(2) 翅片式风冷却器（如图 6-14 所示）。每两层油板之间设有波浪形的翅片板，大大提高了传热系数。如果强制通风，冷却效果更好。翅片式结构紧凑，体积小，强度高。

在要求较高的装置上，可以采用冷媒式冷却器。它是利用冷媒介质在压缩机中绝热压缩后进入散热器放热，蒸发器吸热的原理，带走油中的热量而使油冷却。这种冷却器效果好，但价格过于昂贵。

液压系统最好装有油液的自动控温装置，以确保油液温度准确地控制在要求的范围内。

冷却器一般应安放在回油管或低压管上。冷却器造成的压力降损失一般为 0.01~0.1MPa。

## 2. 加热器

液压系统工作前，如果油温低于 10℃，将因黏度大而不利于泵的吸入和启动，就必须使用加热器将油温升高到适当值（15℃）。加热方法包括蒸汽加热蛇形管和电加热。

液压系统的加热一般常采用结构简单、能按需要自动调节最高和最低温度的电加热器。这种加热器的安装位置如图 6-15 所示，它用法兰盘横装在箱壁上，发热部分全部浸在油液内。加热器应安装在箱内液压油流动处，以利于热量交换。由于油液是热的不良导体，单个加热器的功率容量不能太大，以免周围液压油过度受热后发生变质现象。在电路上应设

置连锁保护装置，当油液没有完全包围加热元件，或没有足够的油液进行循环时，加热器应不能工作。

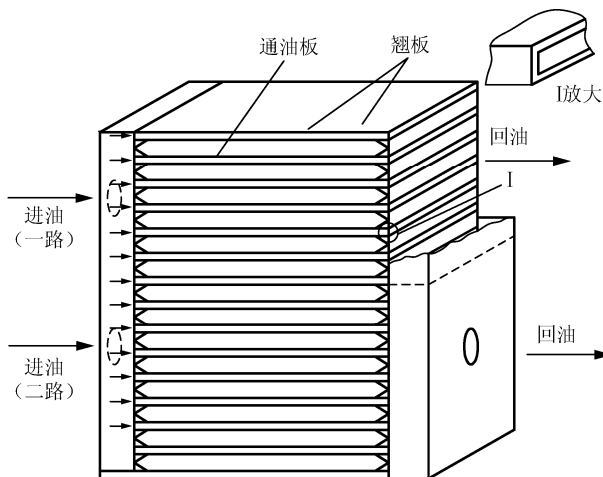


图 6-14 翘片式风冷却器

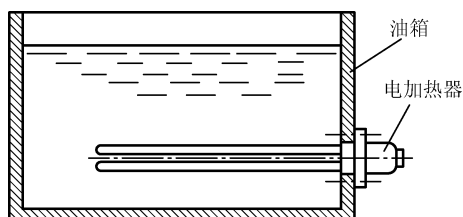


图 6-15 加热器的安装位置

加热器的发热功率  $P$  可按下式估算：

$$P \geq C\rho V\Delta t / T \quad (6-6)$$

式中， $C$  为油液的比热 ( $\text{J} / (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ )； $\rho$  为油液的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )； $V$  为油箱内油液的容积 ( $\text{m}^3$ )； $\Delta t$  为油液加热后的温升 ( $^\circ\text{C}$ )； $T$  为加热时间 ( $\text{s}$ )。

电加热器所需功率  $P_d$  为

$$P_d = P / \eta_d \quad (6-7)$$

式中  $\eta_d$  为加热器的热效率，一般取  $\eta_d = 0.6 \sim 0.8$ 。

## 6.5 密封件

### 6.5.1 密封基本知识

泄漏（内漏，即各元件内部、各油腔之间的泄漏）使系统的容积效率降低，严重时会因为压力不足而无法工作。外泄漏还会污染环境，弄脏设备。泄漏是液压系统经常发生的故障之一，而密封则是防止漏油的最有效和最主要的方法。

密封的方法较多，根据密封的原理可分为间隙密封（非接触密封）和接触密封。根据被密封部分的运动特性可分为静密封和动密封。

间隙密封是最简单的一种密封形式，它是利用运动体之间的微小间隙（ $0.02 \sim 0.05\text{mm}$ ）起密封作用的，其密封效果取决于间隙的大小和压力差、密封长度和零件表面质量。间隙密封的优点是结构简单、紧凑、摩擦损失小和寿命长，但其缺点是仍有一定内泄漏以及加工精度要求高，且配合面磨损后不能自动补偿。适用于高速运动的场合，如液压泵、马达和液压阀中防止内泄漏的动密封上（如柱塞与柱塞孔，配流盘和缸体端面，阀体与阀芯之间的密封）。

接触密封是靠密封件在装配时的预压缩力，以及密封件在工作时油压作用下发生弹性

变形所产生的弹性接触力来实现密封的。其密封性一般随压力升高而增强，并在磨损后具有一定的自动补偿能力。接触密封在液压传动中广泛应用于各类元件为防止外漏、内漏的固定（静）密封和动密封。接触密封适合于低速运动场合，密封件是用来防止液压元件和系统的内/外泄漏的一类元件。

## 6.5.2 密封件

现在常用的密封件以其断面形状而命名，有 O 形、Y 形、Yx 形、V 形、J 形等，其中除 O 形外都属唇形密封件。

### 1. O 形密封圈

如图 6-16 所示为 O 形密封圈的外形，一般用耐油橡胶制成的，其截面为圆形的圆环。

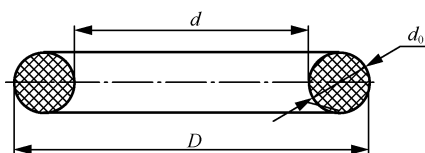


图 6-16 O 形密封圈

安装 O 形密封圈时有一定的预压缩量，同时受油压作用而变形，紧贴密封表面而起密封作用。当压力较高时，密封圈容易被挤出而造成严重的磨损。因此当工作压力  $p$  大于 10MPa 时应在其侧面设置挡圈，双向受压时需在两侧加挡圈，如图 6-17 所示。

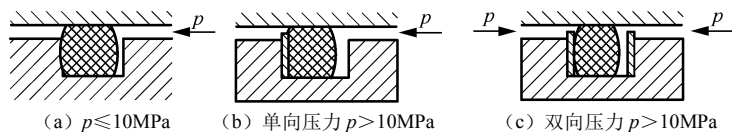


图 6-17 挡圈的正确安装

O 形密封圈是应用最广的压紧型密封件，并大量地使用于静密封，密封压力可达 80MPa；也可用于往复运动速度小于 0.5m/s 的动密封，密封压力可达 20MPa。其规格用内径和截面直径来表示。O 形密封圈及其安装沟槽、挡板都已标准化（GB 3452—2005），实际应用时查阅标准使用。

### 2. 唇形密封圈

唇形密封圈进行密封时，密封圈的唇口受液压力作用而变形，唇边贴近密封面。液压力越高，唇边贴得越紧，密封效果越好，且磨损后能够自动补偿。唇形密封圈一般用于往复运动密封，在安装时必须使得唇口对着压力高的一侧。

#### 1) Y 形密封圈和 Yx 形密封圈

Y 形密封圈 [见图 6-18 (a)] 截面形状呈 Y 形，材料为耐油橡胶。用于往复运动密封，工作压力可达 14MPa，具有摩擦系数小，安装简便等优点。其缺点是在速度高、压力变化大的场合易发生“翻转”现象，可加支撑环固定密封圈，保证良好密封。由于两个唇边结构相同，和 O 形密封圈一样，它可用做外径密封（如液压缸内活塞和缸体间的密封），也可



用做内径密封（如活塞杆和导向套间的密封）。其安装和结构的应用如图 6-18 (b)、(c) 所示。

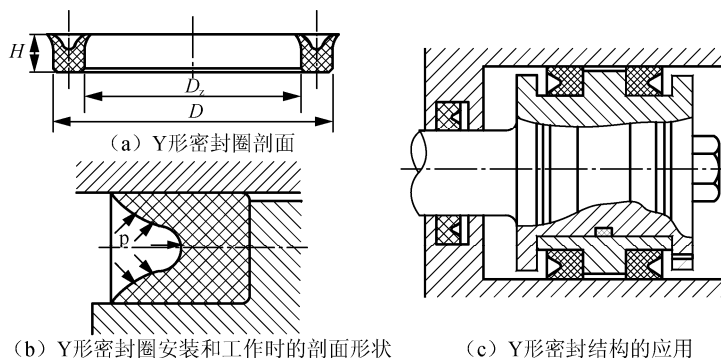


图 6-18 Y 形密封圈

Yx 形密封圈是由 Y 形密封圈改进设计而成的，通常用聚氨酯材料压制而成。轴向尺寸比较大，其内外唇不等长，不易发生“翻转”。分为轴用与孔用两种形式，均是以短唇贴向滑动面，如图 6-19 所示。

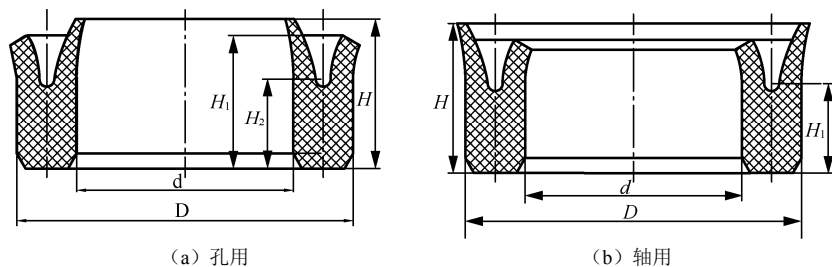


图 6-19 Yx 形密封圈

## 2) V 形密封圈

V 形密封圈（见图 6-20）用多层涂胶织物压制而成，由支承环、密封环和压环组成三环叠在一起使用，由多层涂胶织物压制而成，为组合密封装置。当压力增大时，可增加密封环的数量，以提高密封性，工作压力可达 50MPa。

V 形密封圈的密封性能好、耐磨，在直径大、压力高、行程长等条件下多采用这种密封圈。但其轴向尺寸长，外形尺寸较大，摩擦系数大。

## 3. 组合密封

组合密封装置是由两个以上元件组成的密封装置。如图 6-21 所示为高速液压缸中所采用的组合密封圈结构。它由聚四氟乙烯垫圈和 O 形密封圈组合而成的。O 形密封圈不与密封面直接接触，不存在磨损等问题。与密封面接触的垫圈为聚四氟乙烯，它耐高温、摩擦系数极小，且动静摩擦系数相当接近，是一种减小滑动摩擦阻力的理想材料，且具有自润滑性，与金属组成摩擦副不易黏着，启动摩擦力小，不存在橡胶密封低速时的爬行现象，但它缺乏弹性。因此将它和 O 形密封圈组合使用，利用 O 形密封圈的弹性施加压紧力，二者取长补短，能获得很好的密封效果，且大大提高使用寿命。在工程上，尤其是在液压缸，应用广泛。

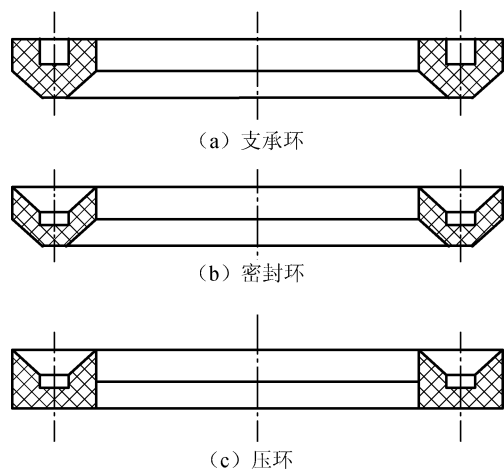
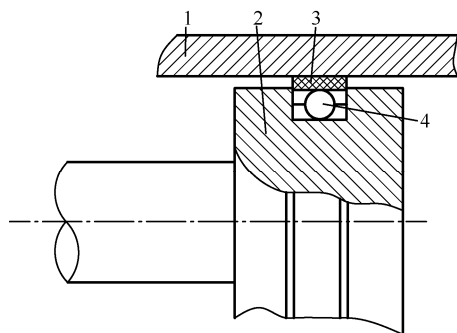


图 6-20 V 形密封圈的正确安装



1—缸体 2—活塞 3—聚四氟乙烯垫圈 4—O 形密封圈

图 6-21 组合密封圈

## 6.6 管 件

管件包括油管 and 管接头。液压系统用油管传送液体，用管接头把油管和元件连接起来。油管和管接头应有足够的强度，良好的密封，小的压力损失，并且拆装方便。

### 6.6.1 油管

油管的种类有很多，有钢管、铜管、尼龙管、塑料管、橡胶管等，要按照安装位置、工作环境和工作压力来正确选用，油管的特点及适用范围见表 6-5。

表 6-5 油管的特点及适用范围

种类		特点和适用范围
硬管	钢管	能承受高压，价格低廉，耐油，抗腐蚀性好，刚性好，但装配时不能任意弯曲，常用作压力管道（中高压用无缝钢管，低压可用焊接管）
	紫铜管	易弯曲成各种形状，管壁光滑，摩擦阻力小，但承压能力一般不超过 6.5~10MPa，抗振能力较弱，又易使油液氧化；通常用于仪表和控制装置的小直径油管
软管	尼龙管	乳白色半透明，加热后可以随意弯曲成形或扩口，冷却后又能定形不变，承压能力因材质而异，自 2.5MPa 至 8MPa 不等
	塑料管	质轻耐油，价格便宜，装配方便，但承压能力低，长期使用会变质老化，只宜用于压力低于 0.5MPa 的回油管和泄油管
	橡胶管	高压管由耐油橡胶夹几层钢丝纺织网制成，钢丝网层数越多，耐压越高，用作中、高压系统中两个相对运动件之间的压力通道，低压管由耐油橡胶类帆布制成，可用做回油管道

油管的规格尺寸（管道内径和壁厚）可由下面公式算出后，查阅有关的标准选定。

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (6-8)$$

$$\delta = \frac{p d n}{2 \sigma_b} \quad (6-9)$$

式中,  $d$  为油管内径(m);  $Q$  为管内流量( $\text{m}^3/\text{s}$ );  $v$  为管中油液的流速, 吸油管取  $0.5\sim 1.5\text{m/s}$ , 高压管取  $2.5\sim 5\text{m/s}$  (压力高的取大值, 低的取小值, 例如: 压力在  $6\text{MPa}$  以上的取  $5\text{m/s}$ , 在  $3\sim 6\text{MPa}$  之间取  $4\text{m/s}$ , 在  $3\text{MPa}$  以下的取  $2.5\sim 3\text{m/s}$ ; 管道较长的取小值, 较短的取大值; 油液黏度大时取小值), 回油管取  $1.5\sim 2.5\text{m/s}$ , 短管及局部收缩处取  $5\sim 7\text{m/s}$ ;  $\delta$  为油管壁厚 (m);  $p$  为管内工作压力 (Pa);  $n$  为安全系数, 对钢管来说,  $p < 7\text{MPa}$  时, 取  $n = 8$ ,  $7\text{MPa} < p < 17.5\text{MPa}$  时, 取  $n = 6$ ,  $p > 17.5\text{MPa}$  时, 取  $n = 4$ ;  $\sigma_b$  为管道材料的抗拉强度(Pa)。

金属管道的爆破压力  $p_B$  可按下述经验公式计算得到

$$p_B = \sigma_b \left[ \frac{\frac{d}{\delta_{\min}} + 1}{\frac{1}{2} \left( \frac{d}{\delta_{\min}} \right)^2 + \frac{d}{\delta_{\min}} + 1} \right]$$

(6-10)

式中,  $d$  为油管内径 (m);  $\delta_{\min}$  为油管最小壁厚 (m);  $\sigma_b$  为管道材料的抗拉强度 (Pa)。

油管的管径不宜选得过大, 以免使液压装置的结构庞大; 但也不能选得过小, 以免使管内液体流速加大、系统压力损失增加或产生振动和噪声, 影响正常工作。

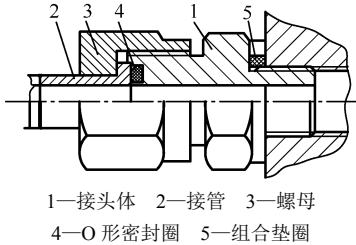
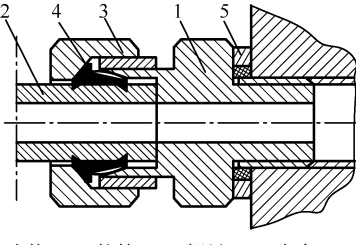
在强度保证的情况下, 管壁可尽量选薄些的。薄壁易于弯曲, 规格较多, 安装和连接比较容易。

6.6.2 管接头

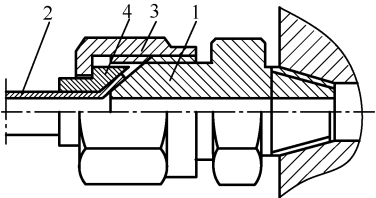
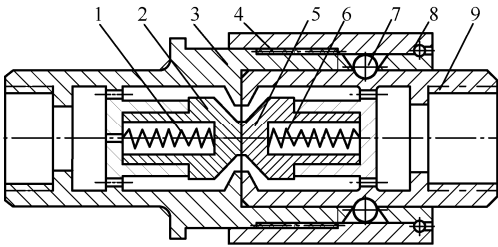
管接头是油管与油管、油管与液压件之间的连接件, 它必须具有装拆方便, 连接牢固、密封可靠、外形尺寸小, 通流能力大, 压降小, 工艺性好等特点。

管接头种类很多, 其规格品种可查阅有关手册。液压系统中油管与管接头的常见连接方式见表 6-6。

表 6-6 油管与管接头连接的特点

名称	结构简图	特点和说明
焊接式管接头	 <p>1—接头体 2—接管 3—螺母 4—O 形密封圈 5—组合垫圈</p>	<div>1. 制造工艺简单, 工作可靠, 装拆不便</div> <div>2. 必须采用厚壁钢管, 对焊接质量要求高, 当工作压力高时, 焊缝往往成为它的薄弱环节</div>
卡套式管接头	 <p>1—接头体 2—接管 3—螺母 4—卡套 5—垫圈</p>	<div>1. 用卡套卡住油管进行密封, 轴向尺寸要求不严, 装拆简便</div> <div>2. 对油管径向尺寸精度要求较高, 常用冷拔无缝钢管</div> <div>3. 适用于油液及一般腐蚀性介质的管路系统</div>

续表

名称	结构简图	特点和说明
扩口式管接头	 <p>1—接头体 2—油管 3—螺母 4—导套</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 用油管路端的扩口在管套的压紧下进行密封, 结构简单, 可重复进行连接</li> <li>2. 适用于铜管, 薄壁钢管, 尼龙管和塑料管等低压管道的连接</li> <li>3. 适用于中低压系统</li> </ol>
快速管接头	 <p>1、4、6—弹簧 2、5—锥阀 3、9—接管 7—钢球 8—外套</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 适用于管路需经常拆卸处</li> <li>2. 图示为油接通状况</li> <li>3. 要拆卸时, 把外套 8 向左推, 同时拉出管 9, 油路即断开, 这时弹簧 4 使外套 8 复位, 锥阀 2、5 分别在弹簧 1 和 6 的作用下外伸, 顶在件 3 和件 9 的阀座上而关闭油路, 使两边的油都不会流出; 需要接装时, 仍把外套 8 左推, 同时插入管 9, 此时, 锥阀 2 和 5 相互挤紧而压缩弹簧 1、6 使油路接通</li> </ol>

管接头的连接螺纹采用国家标准米制锥螺纹和普通细牙螺纹。锥螺纹可依靠自身的锥体旋紧和采用聚四氟乙烯生料带进行密封, 广泛用于中、低压系统; 细牙螺纹常在进行端面密封后 (采用组合垫圈或 O 形圈, 有时也采用纯铜垫圈) 用于高压系统。

另外有一种镍钛合金制造的特殊管接头, 能使低温下受力后发生的变形在温升时消除, 即把管接头放入液氮中用心棒扩大其内径, 然后取出来迅速套装在管端上, 便可使它在常温下得到牢固、紧密的结合。这种“热缩”式的连接已在航空和其他一些加工行业中得到了应用, 它能保证在 40~50MPa 的工作压力下不出现泄漏。

## 本章小结

本章讲述了液压油的特性, 作为液压系统的传递介质, 液压油的特性直接关乎液压系统的性能, 不仅要学会液压油的选择和使用注意事项, 还需在液压系统工作过程中加强对液压油污染的控制措施。

液压辅助元件对于液压系统来说是不可或缺的。本章讲述了蓄能器、滤油器、密封件、管件、油箱和热交换器等液压辅助元件, 了解了各元件的类型、特点, 需重点掌握液压系统中各元件的配置和应用。除油箱外, 大部分元件都已标准化, 并有专业厂家生产, 对于设计者可直接选用。

## 思考与练习

- 6-1 目前实用的抗燃工作液有哪几种?
- 6-2 为了减少液压工作液的污染, 应采取哪些措施?
- 6-3 液压辅助元件主要包括哪些?

- 6-4 简述液压辅助元件在液压系统中的作用。
- 6-5 蓄能器有哪些类型？各适用于哪些场合？
- 6-6 蓄能器的主要功能有哪些？
- 6-7 蓄能器的容积如何确定？
- 6-8 常用过滤器有哪几种类型？并简述其适用场合和安装位置。
- 6-9 选择滤油器时应该考虑哪些问题？
- 6-10 油箱的功用是什么？设计油箱时的注意事项是什么？
- 6-11 热交换器的功用是什么？分别有几种？
- 6-12 怎样确定油箱的容积？
- 6-13 冷却器有哪几种类型？应安装在液压系统的什么部位？
- 6-14 常见的密封装置有哪几种类型？
- 6-15 唇形密封件有哪些？简述其各自的特点。
- 6-16 如何计算油管的内径和壁厚？
- 6-17 油管的类型有哪些？分别用在哪些场合？
- 6-18 常用管接头的连接方式有哪些？

# 第 7 章 液压基本回路



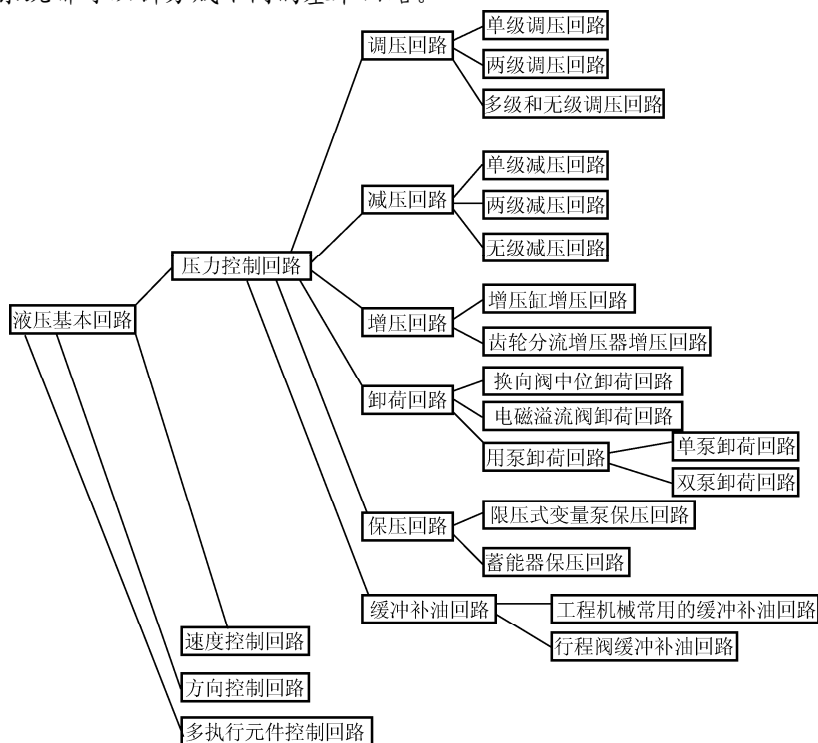
## 教学要求

液压基本回路分为压力控制回路、速度控制回路、方向控制回路和多执行元件控制回路，通过本章学习，掌握液压传动系统典型和常用基本回路的组成、特点及适用场合。

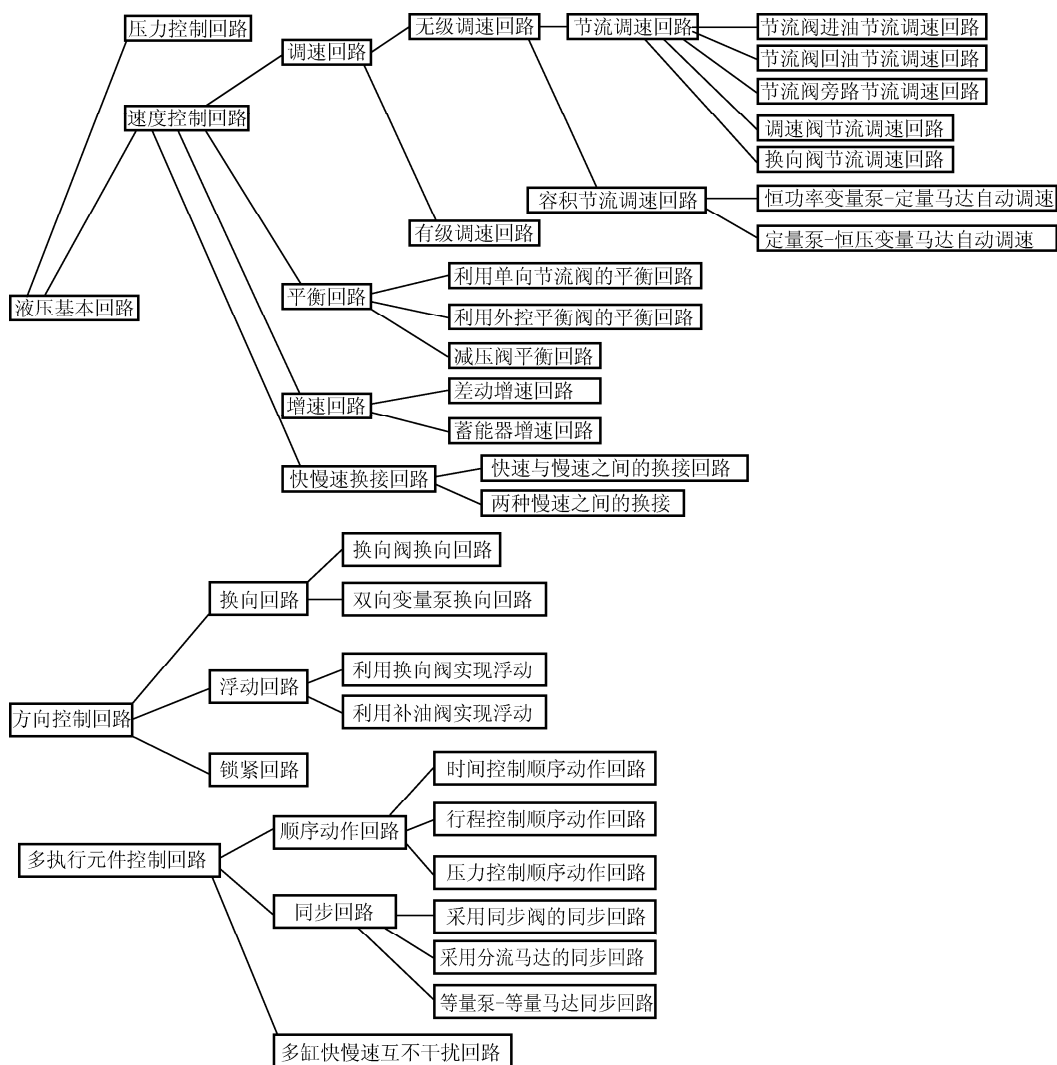
## 引 例

简单的液压系统（例图 7-1）可以由一个基本回路组成的，大型、复杂的液压系统可能会是由若干个基本回路组成的。无论何种情况液压基本回路在设计、使用和分析过程中都占有非常重要和基础的地位。

液压基本回路是指由一些液压元件有机地组成、完成特定功能、具有代表性的典型回路。通常实际使用的液压系统都是由一个或若干个基本回路组成的，任何复杂的液压系统都可以拆分成不同的基本回路。



例图 7-1 液压系统组成示意



例图 7-1 液压系统组成示意（续）

常见的液压基本回路按照功用分为四大类：压力控制回路、速度控制回路、方向控制回路和多执行元件控制回路。压力控制回路使执行元件满足对于力或力矩的要求，包括调压回路、减压回路、增压回路、卸荷回路、保压回路、缓冲补油回路等；速度控制回路满足执行元件对速度的不同要求，包括调速回路、平衡回路、增速回路和快慢速换接回路；执行元件有停、动或换向等要求时用方向控制回路，包括换向回路、浮动回路和锁紧回路；除此之外，当一个系统中有多个执行元件，各执行元件有协调动作的要求时则通过顺序动作回路和同步回路来满足。

## 7.1 压力控制回路

压力控制回路是利用压力控制阀对整个系统或者系统中某一部分油路的压力进行控制,实现调压、稳压、减压、增压等功能,以满足执行元件对力或者力矩的要求。

按照功能不同,压力控制回路分为调压回路、减压回路、增压回路、卸荷回路、保压回路和缓冲补油回路等。在设计液压系统时,需要根据设计要求、适用场合等因素认真考虑做出合理选择。

(1) 当载荷变化较大时,应考虑多级压力控制回路。

(2) 当某个支路需要稳定的、低于动力油源的压力油时,应考虑减压回路。

(3) 在液压系统中执行元件需要压力高于系统提供的油压时,应考虑增压回路。

(4) 当执行元件惯性较大,针对其停止时容易产生冲击这个特点,应考虑缓冲回路。

(5) 在一个工作循环的某一时间段内执行元件停止工作不需要压力油时,需要考虑卸荷回路;同时还要考虑功率损失、油温温升,流量和压力的瞬时变化等因素:在压力不高、功率较小、工作间歇较长的系统中,可以采用液压泵停止转动的卸荷回路,组成高效率的液压回路;对于大功率液压系统考虑工作间歇功率损失,适合采用变量泵卸荷回路;对于频繁重复加载的工况,可以采用换向阀的卸荷回路或卸荷阀与蓄能器组成的卸荷回路。

### 7.1.1 调压回路

调压回路的作用是调整和控制系统的压力,给系统提供安全保证;分为单级调压回路、两级调压回路和多级调压回路。

液压系统的工作压力取决于负载的大小,执行元件所受的总负载(也就是总阻力)包括工作负载、执行元件的自重、机械摩擦所产生的摩擦阻力,以及油液在管路中流动时所产生的沿程阻力和局部阻力等。由于负载使液流受到阻碍而产生一定的压力,并且负载越大油压越高,而过高的系统压力会使系统中的液压元件损坏,因此必须限制最高工作压力。液压系统在不同工况有不同压力需求:有些情况需要使整个系统保持一定的工作压力,有些情况系统需要在一定的压力范围内工作,有些情况需要系统能在几种不同压力下工作,这些情况就要通过调压回路进行调整和控制。

#### 1. 单级调压回路

单级调压回路如图 7-1 所示。由于液压系统工作时液压泵出口处压力最高,用溢流阀跨接在液压泵的出口处可以限制液压泵出口处的压力,也就限制了系统的最高工作压力。溢流阀在这里起限压作用,为系统提供了安全保护,常被称为安全阀。系统正常工作时安全阀为常闭状态(也就是说,当阀前压力不超过某一预调的极限时,此阀关闭不溢流),当一些特殊情况使阀前压力超过该极限值时,阀 2 打开溢流,油流回油箱保证系统的安全。这些特殊情况包括系统超载、系统重载启动、执行元件(液压缸)运动到终点位置。通常安全阀多用于变量泵系统,它所控制的过载压力一般比系统的工作压力高 8%~10%。

单级调压回路通过溢流阀为整个液压系统提供安全保护(必要时跨接在某一支路为某一支路提供安全保护),溢流阀工作时,由于溢流,原动机有能量损失,损失的能量转变为热能,引起系统发热,溢流引起的能量损失大小和溢流压力、溢流流量及溢流时间成正比。溢流损失是不可避免的,系统设计时应设法减小溢流损失。



## 2. 两级调压回路

有些液压系统中执行机构前进与倒退的工作负载相差比较大，系统最好有高、低两种调定压力，克服重载时用较高的调定压力，克服轻载时用较低的调定压力，这样的调压回路有两种溢流压力，它比单级调压溢流损失小。两级调压回路如图 7-2 所示，当克服重载时电磁换向阀 3 断电下位接入油路，系统压力由先导式溢流阀 2 调定，当克服轻载时电磁换向阀 3 通电上位接入油路，系统压力由溢流阀 4 调定（这时在回路中溢流阀 4 作为远程调压阀）。

两级调压回路又被称为远程调压回路，溢流阀 2 的调定压力比远程调压阀 4 的调定压力大得多，否则阀 4 不起作用。

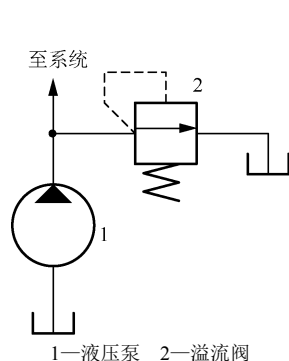


图 7-1 单级调压回路

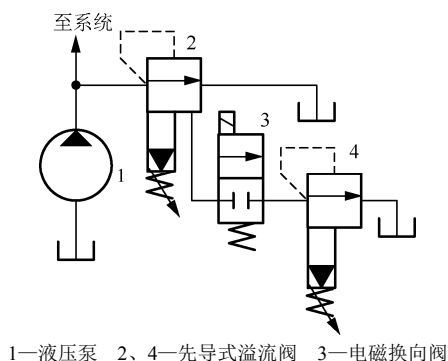


图 7-2 两级调压回路

## 3. 多级和无级调压回路

连接三个溢流阀 2、4、5，使系统有三种不同压力调定值，如图 7-3 所示。其中，主溢流阀 2 的遥控口接入一个三位四通电磁换向阀 3，操纵换向阀使其处于不同工作位置，可以得到不同的系统压力。

当系统需要多级甚至无级调压时，可以采用比例溢流阀调定系统压力。利用比例溢流阀的多级调压回路如图 7-4 所示，通过调节比例溢流阀 2 的输入电流可以实现多级调压。

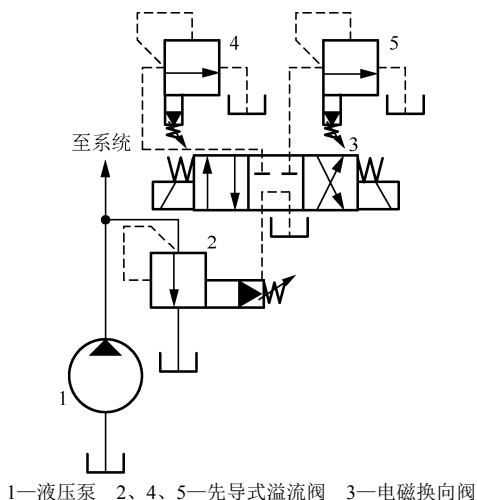


图 7-3 多级调压回路

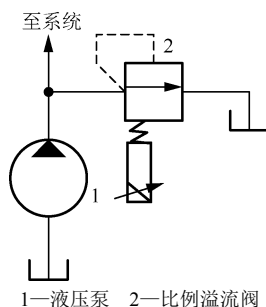


图 7-4 利用比例阀的多级调压回路

## 7.1.2 减压回路

减压回路的作用是提供一路稳定的低压油。在单泵供油的液压系统中，某个执行元件或某个支路所需要的工作压力低于溢流阀调定的系统压力，如夹紧油路、控制油路、润滑油路和制动器操作油路等的油压往往要求低于主油路的调定压力，单独设置一套低压系统不经济，可以在主油路系统中设置减压回路来满足要求。由于减压阀工作时，阀口有压力降以及泄漏口有漏油，系统会有一定的功率损失，因此在大流量或压力降要求大的系统中不宜采用减压回路。

### 1. 单级减压回路

单级减压回路由定值减压阀 3 和单向阀 4 组成（见图 7-5），使低压油路短时保压，其中单向阀的作用是当主油路压力降低时防止油液倒流。为了使减压回路可靠，减压阀的最低调定压力不应低于 0.5MPa，减压阀的最高调定压力应比系统工作压力低 0.5MPa。当减压回路中的执行元件同时需要调速时，调速元件应放在减压阀后面，以免减压阀的泄漏对执行元件速度产生影响。

### 2. 两级减压回路

两级减压回路如图 7-6 所示，先导式溢流阀 5 是远程调压阀，它和换向阀 4、减压阀 3 组合使用，使该减压回路可以获得两种压力值。

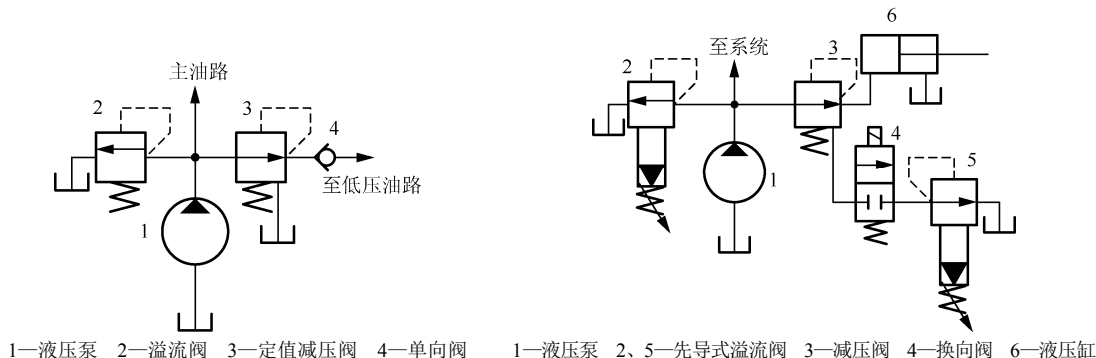


图 7-5 减压回路

图 7-6 两级减压回路

### 3. 无级减压回路

无级减压回路如图 7-7 所示，该回路采用比例阀 3 组成减压回路，调节输入比例减压阀的电流，能够按照要求无级地调整减压后的压力值，它的特点是可实现遥控。

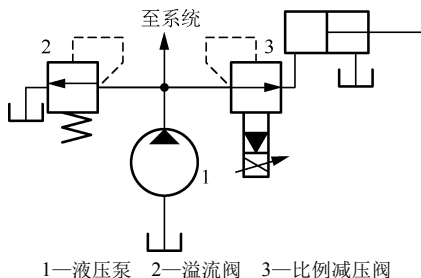


图 7-7 无级减压回路

### 7.1.3 增压回路

增压回路使系统中的局部压力远高于液压泵的输出压力。在某些中、低压系统中，当需要流量不大的高压油时，考虑采用增压回路获得高压，这样可以节省高压泵，降低系统成本，减少功率损失。增压回路分以下几种：

#### 1. 增压缸增压回路

如图 7-8 所示为增压缸增压回路。增压缸由两个不同工作面积的液压缸串联在一起，增压缸左腔通入低压油，推动活塞右移，这时由于小液压缸小腔工作面积小于大液压缸大腔工作面积，故液压缸右腔输出高压油。用公式表达：

$$\sum F = p_1 A_1 - p_2 A_2 = 0$$

整理得

$$p_2 = \frac{A_1}{A_2} p_1 = K p_1 \quad (7-1)$$

式中， $p_1$ 、 $p_2$  分别是增压缸大腔和小腔压力 (Pa)； $A_1$ 、 $A_2$  是大腔和小腔面积 ( $\text{m}^2$ )； $K$  是系数。理论上，压力放大倍数等于两个活塞的面积比。

#### 2. 齿轮分流增压器增压回路

在工程机械，例如在混凝土泵车、挖掘机上，采用了齿轮分流增压器增压回路以适应高压工况的要求，如图 7-9 所示。齿轮分流增压器实际上是一个双联齿轮泵（马达），系统供油压力为  $p$ 、流量为  $Q$ ，增压器输出压力和流量分别为  $p_1$ 、 $Q_1$  和  $p_2$ 、 $Q_2$ ，由于增压器输入、输出的能量守恒，即

$$pQ = p_1 Q_1 + p_2 Q_2$$

令  $p_2 = 0$ （即通油箱）可得： $p_1 = \frac{Q}{Q_1} p = K p$

如果增压器的流量相等，即  $Q_1 = Q_2 = Q/2$ ，则有  $p_1 = 2p$

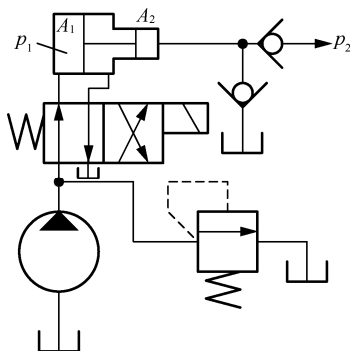


图 7-8 增压缸增压回路

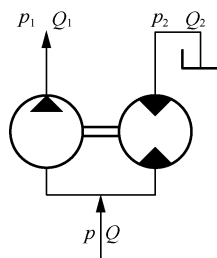


图 7-9 增压器增压回路

### 7.1.4 卸荷回路

有些执行元件在工作中时常需要停歇，当短时间停止工作，或需要保持很大的力（或

者转矩)而运动速度很慢甚至不动时,液压泵输出的压力油全部或绝大部分从溢流阀流回油箱,这样就造成了功率损失,引起油液发热、加快油液变质,而且还影响液压系统的性能及液压泵的寿命,为此需要泵卸荷。所谓泵卸荷就是在电动机(原动机)不停的情况下泵以很小甚至零输出功率运转,此时的回路称为卸荷回路。卸荷回路减少了功率消耗和系统发热,延长液压泵和电动机的使用寿命,同时便于实现液压泵低负荷启动。

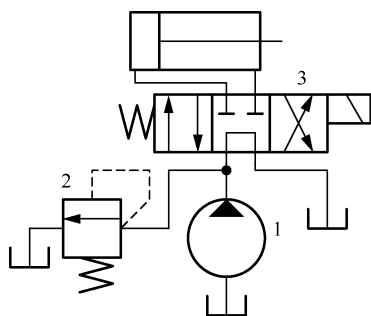
由于液压泵的功率等于压力和流量的乘积,两个参数任意近似为零均能使泵的输出功率近似为零,从而实现液压泵的卸荷。定量泵由于不能改变排量和流量,只能使输出压力近似为零,这种卸荷方式称为压力卸荷;变量泵可以在输出流量近似为零的情况下运转,这种卸荷方式称为流量卸荷。需要说明的是流量卸荷时液压泵的零件仍然受力,仍然存在着磨损。常用的卸荷回路主要有以下四种。

### 1. 换向阀中位卸荷回路

利用三位换向阀的中位机能(M、H和K形),使液压泵输出的液压油经换向阀直接回油箱,实现泵卸荷。这种常用的卸荷方式(见图7-10)结构简单,工作可靠,但对于压力较高、流量较大的系统容易产生冲击,因此该卸荷回路适用于中低压小流量系统。同时,本回路不适用于一泵驱动多个液压缸的多支路场合。

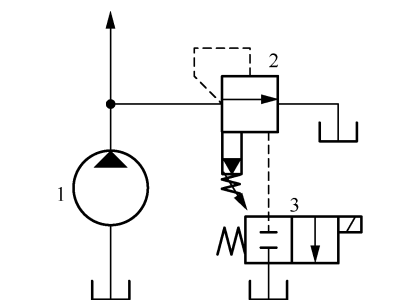
### 2. 电磁溢流阀卸荷回路

如图7-11所示为电磁溢流阀卸荷回路。电磁溢流阀是在安全阀2(先导式溢流阀)的遥控口连接一个二位二通电磁阀3。当系统工作时,电磁阀3处于断电状态,安全阀2的遥控口不和油箱相通;当需要卸荷时,将电磁阀3通电、使安全阀2的遥控口和油箱相通,从而安全阀的主阀打开,液压泵输出的油液经安全阀直接回油箱,液压泵卸荷。由于使用了电磁阀,所以能用于自动控制系统,尤其广泛用于一般机械和制造机械的自动控制。二位二通电磁阀3只通过溢流阀遥控口排出油流,流量不大,故可使用小规格的阀。



1—液压泵 2—溢流阀 3—换向阀

图 7-10 换向阀中位卸荷回路



1—液压泵 2—先导式溢流阀 3—电磁换向阀

图 7-11 电磁溢流阀卸荷回路

### 3. 用泵卸荷回路

#### 1) 双泵卸荷回路

当执行机构具有重载低速和轻载高速的要求时,采用双泵供油比较合适,如图7-12所示。其中泵1为低压大流量泵,泵2为高压小流量泵,泵1的压力由卸荷阀4设定,泵2

的压力由安全阀 5 设定。工作负载较小时，卸荷阀 4（由于低压）关闭，泵 1 输出的油经单向阀 3 与泵 2 合流，两个泵同时向系统供油，执行元件轻载快速运动；当工作负载增大，系统压力升到卸荷阀 4 的调定压力时，阀 4 的控制油路使其打开，泵 1 卸荷，单向阀 3 处于关闭状态，只有高压泵 2 单独向系统供油，这时执行元件重载低速运动。

这种回路能随负载变化自动换挡，无论重载或轻载都能较充分发挥发动机的最大有效功率；不足之处在于当负载压力接近卸荷阀的调定压力时容易出现速度不稳定现象。

## 2) 单泵卸荷回路

该回路中（见图 7-13）用到压力补偿变量泵，根据该泵的特性，当电磁换向阀 3 处于中位，泵 1 的出口压力升高达到补偿装置动作所需要的压力时，泵的流量便减小到只需补足电磁换向阀 3 和压力补偿变量泵的内泄。虽然泵 1 处于最高压力，但输出流量很小，功率损耗大为降低，实现了泵的卸荷，这种卸荷方式属于流量卸荷。回路中可以不设安全阀 2，但是为了防止压力补偿装置误差和动作滞缓而使泵的压力异常升高，仍然设置安全阀 2 为系统提供安全保护。安全阀 2 的调定压力取系统压力的 1.2 倍。

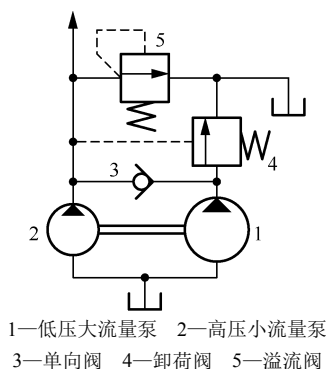


图 7-12 双泵卸荷回路

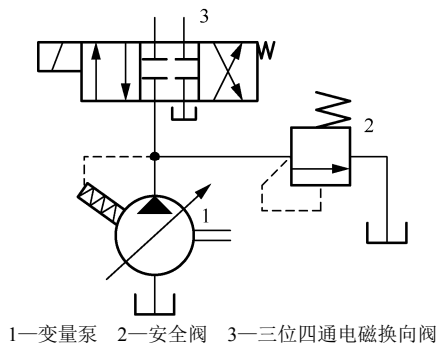


图 7-13 单泵卸荷回路

## 7.1.5 保压回路

执行元件停止运动或仅有微小位移情况下，使系统压力基本保持不变的回路叫保压回路。在液压系统中，有些执行元件希望在工作过程中或在某一位置维持稳定压力，例如机床上夹紧工件以后，对工件加工过程中就要采用保压回路。

保压回路最简单的方法就是利用定量泵，进行回路保压（开泵保压），这种方法中，定量泵始终以较高的压力（保压所需要的压力）工作，此时定量泵排出的压力油几乎全部经溢流阀流回油箱，系统功率损失大，发热严重，所以这种回路只是在小功率系统且保压时间较短的场合使用。在保压回路中如果采用压力补偿变量泵或者限压变量泵，可实现保压卸载，功率损失小，应用广泛。除此之外，在回路中还可以采用蓄能器进行保压。

对保压回路的基本要求：能满足保压时间的要求、保压回路压力稳定的要求、工作可靠、经济性好。保压回路主要有以下几种方式。

### 1. 限压式变量泵保压回路

限压式变量泵保压回路如图 7-14 所示。变量泵保压时液压泵仅输出少量的足以补偿系

统泄漏所需的油液，流量几乎为零，因而保压时液压系统的功率损失很小，而且能随着泄漏量的变化自动调整输出流量以补偿泄漏。这种保压回路适用于保压时间很长、稳压性能要求很高的系统。

## 2. 蓄能器保压回路

蓄能器保压（卸荷）回路如图 7-15 所示。当换向阀左位时，液压泵同时向液压缸和蓄能器供油，液压缸 8 向前运动直至夹紧工件，当油路压力升高至压力继电器 5 的调定值（卡紧工件后需要的压力值）时，压力继电器 5 发出信号使二位二通电磁换向阀 2 通电，液压泵 1 卸荷，单向阀 4 自动关闭，液压缸 8 保压，蓄能器 6 补偿液压缸的泄漏，使其保持压力卡紧工件；当液压缸压力不足时，压力继电器复位，液压泵重新工作，向系统供应压力油。该回路保压时间取决于蓄能器的容量。

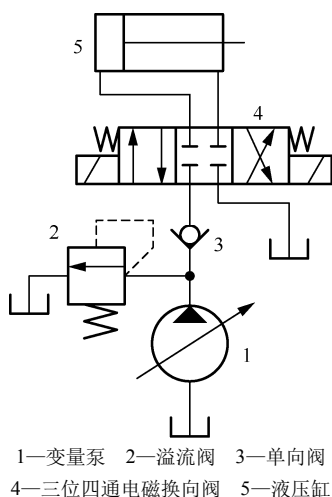


图 7-14 变量泵保压回路

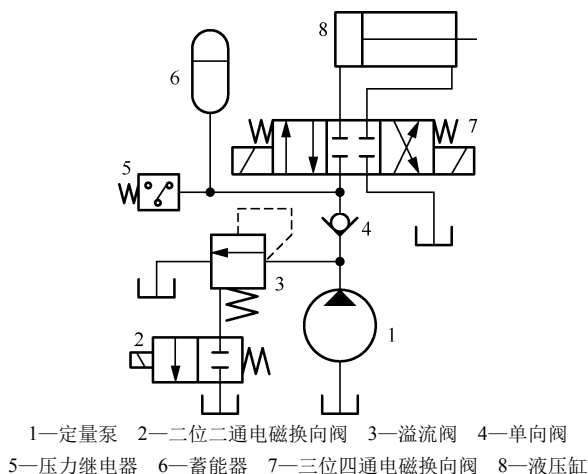


图 7-15 蓄能器保压回路

## 7.1.6 缓冲补油回路

液压系统中，执行元件在驱动质量较大或者运动速度较快的负载时，如果突然停止运动或突然换向，由于运动部件惯性大，回路中会产生很大的冲击和振动，影响运动部件的定位精度，严重时妨碍机器的正常工作甚至损坏设备。为了消除或减小液压冲击，除了在液压元件本身结构上采取措施（如在液压缸端部设置缓冲装置、在溢流阀阀芯设置阻尼等），还可以在系统中采用缓冲回路。缓冲回路是在液压回路中采取一些措施，使运动部件在行程终点前预先减速，延缓停止时间或换向时间，延缓卸载和升压过程以达到缓冲的目的。

### 1. 工程机械常用的缓冲补油回路

工程机械的工作机构不仅作业繁重，环境恶劣，经常受到意外载荷的冲击，还由于运动部件（例如起重机和挖掘机的回转机构）惯性较大，在频繁启动、制动、换向时也给系统带来很大的液压冲击，缓冲补油回路使换向平稳，液压冲击减小。

如图 7-16 所示，设换向阀左位接入油路，马达左路进油，工作压力为  $p$ ，马达右路回

油，回油压力为  $p_0$ 。当换向阀从左位回到中位时，马达的进出油口被封死，由于惯性，马达并不立即停止运动，一方面原回油口继续排油，但油口已被封死，不能排除油液，故压力升高（到  $p_0 + \Delta p$ ），造成液压冲击；另一方面，进油口在惯性作用下有继续进油的趋势，但进油口已经封闭，无法得到油液，马达进油口形成真空；为了限制压力增量过高和防止出现真空，需要设置缓冲阀和补油阀，工程机械中采用了专用的缓冲补油阀。在图 7-16 (a) 中，缓冲补油阀由两个直动溢流阀组成，当马达排油腔出现高压时，缓冲阀打开，向进油腔补油，这种缓冲补油阀可以解决缓冲问题，但泄漏使补油不充分；在图 7-16 (b) 中，缓冲补油阀由一个直动溢流阀和四个单向阀组成，除了溢流阀，还可从主回油路补充油液，补油比较充分；在图 7-16 (c) 中，缓冲补油阀由两个直动溢流阀和两个单向阀组成，可以根据马达正反转负载情况分别设定缓冲压力，适应性强。

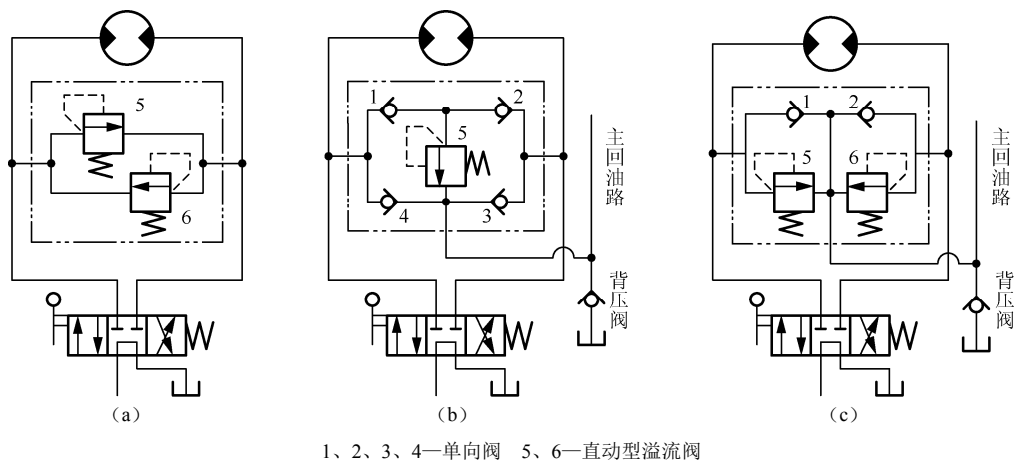


图 7-16 缓冲补油回路

习惯上把利用换向阀回到中位、封闭执行元件进出油口强迫执行元件停止运动的方法称为液压制动。缓冲补油阀也叫制动阀。液压制动的优点是没有机械磨损，但定位精度差。缓冲压力设定的高低决定了制动时间的长短。

## 2. 行程阀缓冲回路

行程阀缓冲回路如图 7-17 所示，该回路中在液压缸的一侧油路接入行程阀 6，当活塞向右运动到预定位置时，活塞杆上的挡块压下滚轮，切换到 6 的节流口，随着节流口逐渐减小，执行元件逐渐减速直至停止，在缓冲过程中，活塞运动速度逐渐减小，但缓冲行程固定不变。

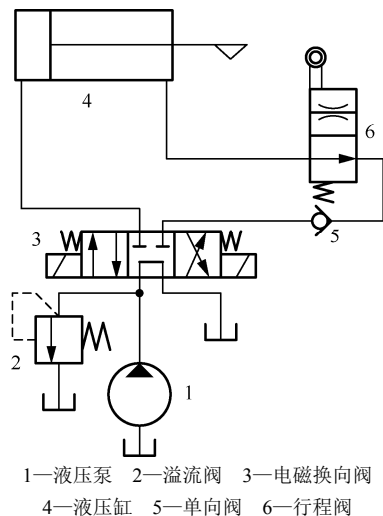


图 7-17 行程阀缓冲回路

## 7.2 速度控制回路

当液压系统确定, 执行元件的速度就由供给执行元件的油液流量控制, 因此对油液流量的控制实质上就是对执行元件运动速度的控制。控制方式有阀控和泵控两种: 阀控是通过改变节流元件的通流面积实现的, 泵控是通过改变液压泵或液压马达的排量实现的。速度控制回路通常是液压系统中的核心部分, 其工作性能的优劣对系统起着决定性的作用。

在液压系统中, 根据执行元件的不同情况, 速度控制回路分为调速回路、平衡回路、增速回路和快慢速换接回路等。

### 7.2.1 调速回路

调速回路的作用是使执行元件满足工作速度的要求。调速回路分为两大类: 无级调速回路和有级调速回路。

调速回路一般应满足基本要求:

- (1) 能在执行元件所需要的最大和最小的速度范围内灵敏地实现调速。
- (2) 载荷变化时调好的速度不发生变化, 或仅在允许的范围内变化。
- (3) 功率损失要小, 以节省能源、减少系统发热。
- (4) 力求结构简单、安全可靠。

#### 1. 无级调速回路

液压系统的优点之一是能方便地实现无级调速。按照参与调节速度的元件不同, 无级调速回路分为节流调速回路和容积调速回路。

##### 1) 节流调速回路

它利用节流阀的节流原理调节主油路(去执行元件)、回油路(接油箱)及旁油路(和执行元件并联油路)的相对液阻, 改变进入执行元件的流量, 实现无级调速。根据节流阀所处的位置不同有进油节流、回油节流和旁路节流三种调速形式; 除此之外, 为了改善节流阀节流调速回路的性能把节流阀换成调速阀的节流调速回路、工程机械上常用的换向阀节流调速回路都属于节流调速回路的范畴。

(1) 节流阀进油节流调速回路。进油节流调速回路(见图 7-18)由溢流阀和节流阀组成, 将节流阀串联在液压泵和液压缸之间。

在节流调速时, 溢流阀一般处于打开状态, 液压泵工作压力  $p_p$  的范围在溢流阀的开启压力  $p_s$  和调定压力  $p_T$  之间波动, 由于溢流阀的静态超调量 ( $\Delta p = p_s - p_T$ ) 比较小, 故液压泵的工作压力  $p_p$  近似不变, 溢流阀起定压作用; 另一方面, 溢流阀提供了一条旁通油路, 液压泵输出的液压油一部分经过节流阀进入液压缸, 推动活塞运动, 多余的液压油从溢流阀排回油箱, 所以说溢流阀还起分流作用。液压泵为定量泵, 在原动机转速不变时, 泵输出的流量是恒定的, 调节节流阀的通流面积就可调节通过节流阀的流量, 改变进入液压缸的流量, 从而调节液压缸的运动。

① 速度-负载特性。液压缸在稳定工作时, 工作压力为  $p_1 = R / A_1$ 。经过节流阀进入液压缸的流量为:



$$Q_1 = KA_T \Delta p^m = KA_T \left( p_p - \frac{R}{A_1} \right)^m$$

故液压缸的运动速度:

$$v = \frac{Q_1}{A_1} = \frac{KA_T}{A_1} \left( p_p - \frac{R}{A_1} \right)^m \quad (7-2)$$

式中,  $v$  是液压缸运动速度 (m/s);  $p_p$  是泵出口压力 (Pa);  $p_1$ 、 $Q_1$  和  $A_1$  分别是液压缸进口压力 (Pa)、流量 (m<sup>3</sup>/s) 和大腔面积 (m<sup>2</sup>),  $K$  是节流系数;  $A_T$  是节流阀过流面积 (m<sup>2</sup>);  $m$  是节流口形状系数;  $R$  是系统负载 (N)。式 (7-2) 为节流阀进油节流调速回路的速度-负载特性, 反映了液压缸运动速度及其所承载荷的相互关系。绘制成曲线如图 7-18 (b) 所示。

② 速度调节特性。改变节流阀的面积, 可以得到一系列速度-负载特性曲线, 反映回路的速度调节特性, 如图 7-18 (c) 所示。

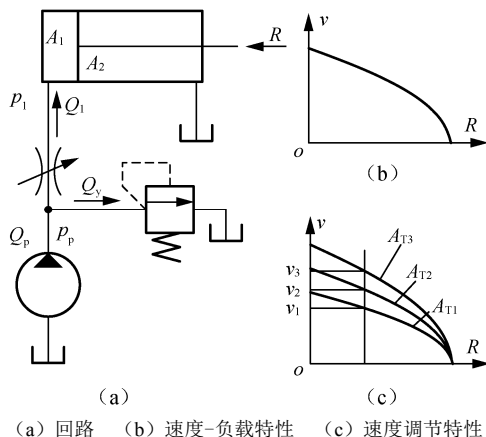


图 7-18 节流阀进油节流调速回路

③ 回路刚度。从速度-负载特性曲线可以看到速度受负载影响的程度, 这种程度可以用回路刚度 ( $T$ ) 来衡量, 回路刚度的定义为

$$T = -\frac{1}{\partial v / \partial R} \quad (7-3)$$

回路刚度反映了回路对外载荷变化的适应能力。回路刚度越大, 说明该回路受外载荷波动的影响越小, 活塞在负载下的运动越平稳。

④ 回路效率。节流阀进油节流调速回路中, 不仅有节流损失, 还有溢流损失, 所以效率比较低。恒定负载时,  $\eta = 20\% \sim 60\%$ ; 变动载荷时,  $\eta_{\max} = 38.5\%$ 。

⑤ 进油节流调速回路特点:

a. 液压缸运动速度与节流阀的通流截面积成正比, 即通流面积越大, 液压缸运动速度越高。

b. 由于油液经节流阀后才进入液压缸, 故油温高, 泄漏量大; 同时由于没有背压, 所以运动平稳性差。背压是指在回油路上设置背压阀 (溢流阀或者节流阀), 形成一定的回油阻力以提高执行元件的运动平稳性或者减少爬行现象。

c. 因为液压缸的进油面积大, 当通过节流阀的流量为最小稳定流量时, 会使执行元件获得较低的运动速度, 所以该回路调速范围较大。

d. 启动时进入液压缸的流量先要经过节流阀, 受到一定阻力, 可减少执行元件启动时的冲击。

e. 液压缸在恒压、恒流量下工作, 输出功率不随执行元件载荷、速度的变化而变化, 多余的油液流经溢流阀流回油箱, 造成功率浪费, 效率低。

进油节流回路中, 执行元件刚度小, 运动速度随外载荷增减而忽快忽慢, 难以得到准确的速度, 故适用于轻载、载荷变化不大或者速度不高的场合。

(2) 节流阀回油节流调速回路。如图 7-19 所示为节流阀回油节流调速回路。回路由溢流阀和节流阀组成, 溢流阀仍起定压分流的作用, 节流阀串联在液压缸回油路中。液压泵的工作压力  $p_p$  由溢流阀保持近似不变, 借助节流阀调节液压缸回油流量  $Q_2$ , 从而调节进入液压缸的流量, 达到调速的目的。液压泵输出的油液一部分进入液压缸, 推动活塞运动, 多余的油液从溢流阀流回油箱。

采用式 (7-2) 类似的推导过程可得节流阀回油节流调速回路速度-负载特性为

$$v = \frac{Q_2}{A_2} = \frac{KA_T}{A_2} \left( \frac{A_1}{A_2} p_p - \frac{R}{A_2} \right)^m \quad (7-4)$$

节流阀回油节流调速回路速度-负载特性和速度调节特性曲线如图 7-19 (b) 和图 7-19 (c) 所示。

回油节流调速回路特点:

- (1) 节流阀串联在回油路上, 油液经节流阀流回油箱, 可以减少系统发热和泄漏。
- (2) 节流阀起背压作用, 故液压缸运动平稳性较好; 同时还具有承受负方向载荷的能力; 负方向载荷指的是和运动方向相同的载荷。
- (3) 该回路将多余油液由溢流阀分流, 造成功率损失, 效率较低。
- (4) 长时间停车后液压缸内的油液回流回油箱, 当需要重新向液压缸供油时, 由于回油路中的节流阀不能马上形成背压, 同时进油路没有节流阀, 泵的流量会全部进入液压缸, 因此活塞会出现前冲现象。

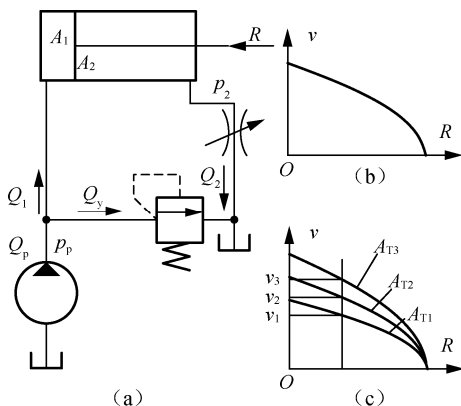


图 7-19 节流阀回油节流调速回路

(3) 节流阀旁路节流调速回路。图 7-20 为节流阀旁路节流调速回路, 节流阀位于和液压缸并联的旁路上。液压泵输出的油液一部分进入液压缸, 推动活塞运动, 多余的油液经过节流阀排回油箱。回路正常工作时, 溢流阀处于关闭状态, 溢流阀在这里是安全阀。调

节节流阀的通流面积（液阻）即可调节通过的流量 $Q_j$ ，进而调节进入液压缸的流量 $Q_3$ 。

旁路节流调速回路的速度-负载特性可以按照进、回油节流调速回路同样的方法推得

$$v = \frac{Q_3}{A_1} = \frac{Q_p}{A_1} - \frac{KA_T}{A_1} \left( \frac{R}{A_1} \right)^m \quad (7-5)$$

节流阀旁路节流调速回路速度-负载特性和速度调节特性曲线如图 7-20 (b) 和图 7-20 (c) 所示。

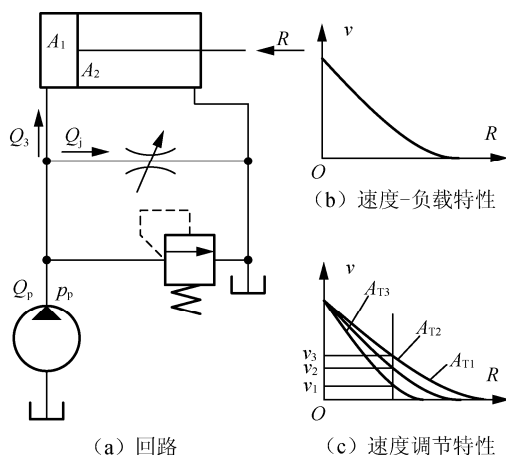


图 7-20 节流阀旁路节流调速回路

节流阀旁路节流调速回路的特点：

① 执行元件运动不平稳，一方面由于没有背压，不能承受负方向载荷，使执行元件运动不平稳，另一方面由于液压泵压力随载荷而变化，引起液压泵泄漏随之变化，导致液压泵实际输出流量变化，使执行元件速度不稳定，因此旁路节油回路增大了执行元件的运动不平稳性。

② 调速范围小，在执行元件需要低速时，节流阀节流口要开大，这样系统能够承受的载荷将减小，也就是低速时承载能力小，与其他两种调速回路比调速范围小。

③ 液压泵出口压力随载荷减小而降低，故轻载调速时的旁路节流损失相对较低，溢流阀作为安全阀一般无溢流损耗，所以功率利用效率较高。

旁路节流调速回路适用于载荷变化小、对运动平稳性要求不高的高速大功率场合。例如，牛头刨床的主传动系统；有时也可用在随着载荷的增大要求进给速度自动减小的场合。

(4) 调速阀节流调速回路。使用节流阀的节流调速回路，速度-负载特性都比较不好，回路刚度小，变载荷下的运动平稳性都比较差，为了克服这个缺点，可用调速阀代替节流阀。由于调速阀本身的矫正环节——定差减压阀能够保持通过节流口的压差近似不变，通过的流量也就近似不变，使回路的刚度增大，调速阀的调速特性如图 7-21 所示。

(5) 换向阀节流调速回路。对于工程机械来说很少采用节流阀或调速阀调速，而是靠控制换向阀（手动换向阀、节流式先导换向阀、减压式先导换向阀）的开度来实现节流调速。

如图 7-22 所示为 M 形手动换向阀节流调速回路。换向阀微小开度时，阀芯和阀体之间

有环形微小缝隙，形成进油节流和回油节流，液压泵的压力油一部分经过换向阀的环关节流口进入液压缸，一部分经溢流阀流回油箱；液压缸回油经过换向阀回油节流口到油箱。这种回路通过调节换向阀开度大小调节执行元件速度。

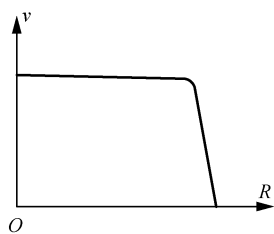


图 7-21 调速阀调速的速度-负载特性

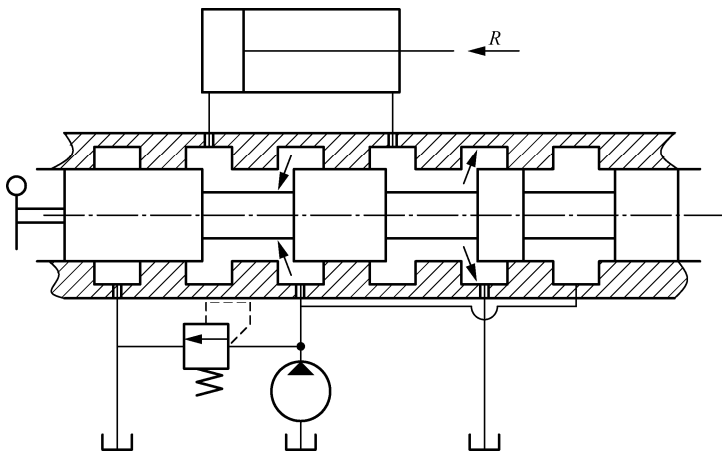


图 7-22 M 形手动换向阀节流调速回路

## 2) 容积调速回路

容积调速回路是通过改变液压泵或液压马达的排量来实现无级调速的，它不需要节流和溢流，所以效率高、发热少、功率利用合理，但调速范围比节流调速小，微调性能不如节流调速好，且结构复杂，造价高，适用大功率液压系统。

利用变量泵向液压缸或定量马达供油，通过调节液压泵的排量可以实现液压缸或定量马达的无级调速；调节变量马达的排量也可以实现马达的无级调速。

(1) 恒功率变量泵-定量马达自动调速。恒功率变量泵-定量马达自动调速适合载荷变化范围大、要求执行机构能够随着载荷的变化而自动调节转速和转矩的场合，使原动机的功率得到充分利用。

如图 7-23 所示的恒功率变量泵-定量马达自动调速回路由恒功率变量泵、定量马达、换向阀、安全阀等组成。液压泵输出的流量  $Q$  根据载荷压力  $p$  的大小按照双曲线变化，从而保持功率  $P_p$  恒定。若不计损失，马达的功率理论上等于液压泵的输出功率，亦为恒功率，故马达的机械特性也是双曲线。马达的扭矩和工作压力成正比，马达的转速和流量成正比，在恒功率变量泵-定量马达自动调速回路中，压力是随着载荷变化的。马达的最低转速取决于液压泵的最小流量，马达的最高转速取决于液压泵的最大流量。

(2) 定量泵-恒压变量马达自动调速。定量泵-恒压变量马达自动调速也能适应载荷的变化而自动调节转速和转矩。定量泵-恒压变量马达自动调速回路由定量泵、变量马达、换向阀、安全阀组成，如图 7-24 所示。在这种回路中，液压泵的流量为恒定值，靠改变马达的排量进行无级调速，变量马达采用恒压式的，恒压变量马达自动随着外载荷的变化自动调节排量，载荷增大时排量增大，载荷减小时排量减小，调速过程中压力保持不变。马达功率为恒定值，机械特性为双曲线。液压泵的压力流量都不变，功率为恒定值。

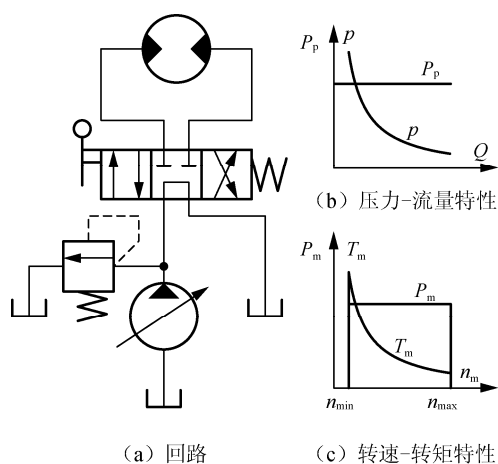


图 7-23 恒功率变量泵-定量马达调速回路

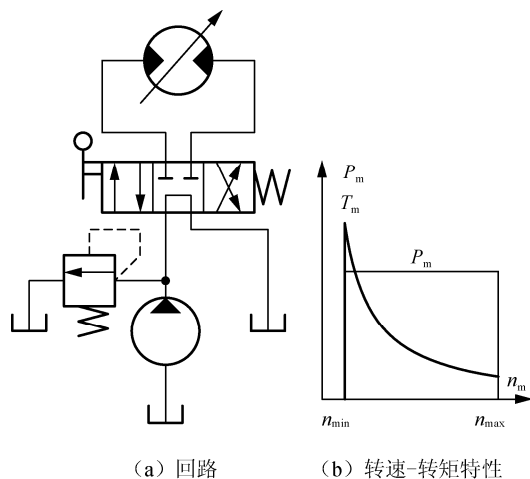


图 7-24 定量泵-恒压变量马达调速回路

## 2. 有级调速回路

单泵供油与双泵合流调速回路,如图 7-25 所示。设泵 1 的流量为  $Q$ , 泵 2 的流量为  $2Q$ , 通过操作二位二通电磁换向阀 3 和 4, 可以得到 3 种供油流量, 分别是  $Q$ 、 $2Q$  和  $3Q$ , 则液压缸的运动速度为  $v_1 = Q/A$ 、 $v_2 = 2Q/A$  和  $v_3 = 3Q/A$ ; 可见, 当液压泵的流量成几何级数时, 可以得到算术级数的供油流量。如果用 3 个成几何级数的泵, 可以得到 7 种供油流量, 也就得到 7 种速度。

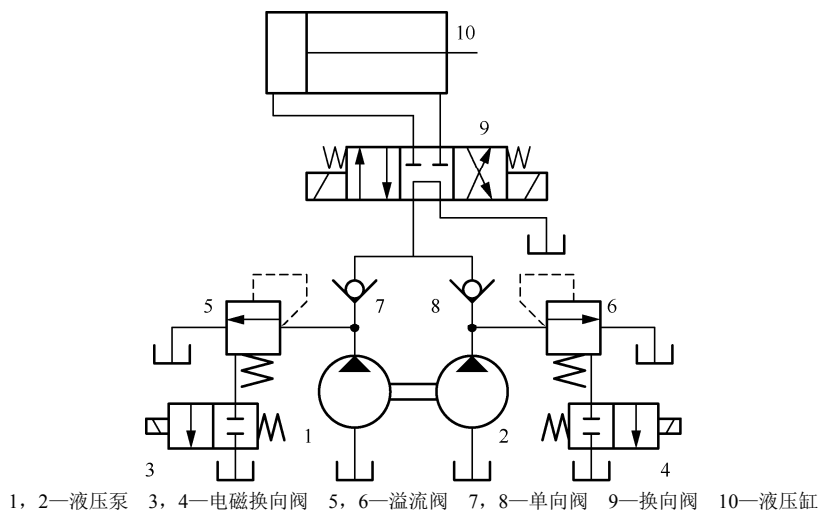


图 7-25 单泵供油与双泵合流调速回路

### 7.2.2 平衡回路

在液压系统中有升降运动的执行元件时, 应考虑使用平衡回路。执行元件在下降的过程中, 在载荷和自重的作用下会越来越快, 若不加以控制会带来危险后果。因此在液压系统的设计过程中, 对于有可能超速的执行元件应考虑利用平衡回路限制速度。限速的办法

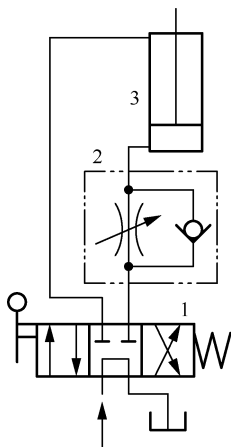
就是使执行元件回油路上有一定阻力,产生一定的背压限制下降速度、防止执行元件加速下滑而发生事故,限速一般用单向节流阀,对于要求较高的场合可采用平衡阀,而回油阻力应根据运动部件的重量而定。

### 1. 利用单向节流阀的平衡回路

如图 7-26 所示为叉车举升液压缸采用的平衡回路,它在液压缸的下腔油路上加设一个单向节流阀 2。液压缸举升时,压力油可以从单向阀几乎无阻力地进入液压缸下腔;当活塞下降时,下腔的油液必须经过节流阀,节流阻力使下降速度受到一定的限制。利用单向节流阀的平衡回路方法简单,调节节流阀的开度可以调节下降速度,但发热高,适用于要求不高的限速场合,如叉车、挖掘机平衡回路。

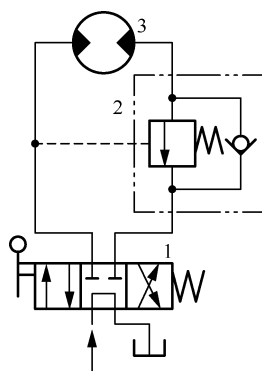
### 2. 利用外控平衡阀的平衡回路

如图 7-27 所示为起重机起升机构的平衡回路,在其吊钩下降的回油路中装了一个外控平衡阀 2。换向阀 1 在右位时,吊钩吊着重物上升,液压泵的的油可以从平衡阀 2 中的单向阀几乎无阻力地进入起升马达 3;换向阀 1 在左位时,吊钩吊着重物下降,液压泵的的油直接进入起升马达,马达的回油必须经过外控平衡阀 2,而外控平衡阀 2 在弹簧的作用下处于关闭状态,要打开平衡阀,就要有一定的开锁压力(一般为  $2\sim 3\text{MPa}$ ),这个开锁压力是由马达的进油路提供的,只有进油路建立了压力且达到开锁压力时,平衡阀才打开使马达回油,重物下降。马达的下降速度理论上应为  $n=Q/q$ 。一旦马达在重物作用下超速运转,即  $n>Q/q$ ,马达的进油路由于液压泵供油不及而压力下降,低于开锁压力,平衡阀在弹簧的作用下阀口变小,增加了回油阻力,使马达的转速降下来。这种回路完全按照液压泵预定的速度下降,故称为动力下降。动力下降的速度相对比较稳定,它不受载荷大小的影响,广泛用在起重机的液压系统中。



1—换向阀 2—单向节流阀 3—液压缸

图 7-26 利用单向节流阀的平衡回路



1—换向阀 2—外控平衡阀 3—液压马达

图 7-27 利用外控平衡阀的平衡回路

### 3. 减压阀平衡回路

减压阀平衡回路如图 7-28 所示,该回路由减压阀和溢流阀组成。进入液压缸 5 的液压

油压力由减压阀 3 调节,以平衡载荷,液压缸的活塞杆跟随载荷作随动位移,当活塞杆向上移动时,液压泵向减压阀和液压缸供油,当活塞杆向下移动时,溢流阀溢流,从而保证液压缸在任何时候都保持对载荷的平衡。在该回路中溢流阀的调定压力要大于减压阀的调定压力。

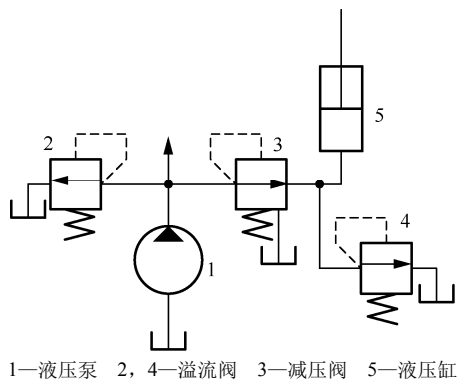


图 7-28 减压平衡回路

### 7.2.3 增速回路

在液压传动中,为了节省时间、提高工作效率并充分利用原动机的功率,执行元件在无载荷或轻载的运动过程中需要快速运动,这就用到增速回路,增速回路一般是指在不增加液压泵流量的前提下提高执行元件速度。

#### 1. 差动增速回路

如图 7-29 所示的回路是利用二位三通电磁换向阀 5 组成的差动连接回路,是机床中常用的实现“快进→工进→快退”的回路。当换向阀 3 在左位、5 在上位时回路构成差动连接,液压缸大腔进油,执行元件实现快速进给运动,一方面液压泵全流量供油,另一方面,液压缸的作用面积小,故运动速度较高,执行元件的运动速度为

$$v_1 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}d^2}$$

式中  $D$ 、 $d$  分别是液压缸大腔和活塞杆的直径,而  $Q$  为进入液压缸的流量。

当阀 5 通电时差动连接即被解除,液压缸的回油经过调速阀到油箱,形成调速阀回油节流调速,液压泵一部分流量  $Q_1$  进入液压缸,另一部分流量  $Q_2$  经溢流阀 2 回油箱,实现工作进给运动;一方面液压泵部分流量供油,另一方面,液压缸的作用面积大,故运动速度较低,运动速度为

$$v_2 = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4}D^2}$$

当换向阀 3 在右位,阀 5 通电在下位,液压缸实现快退功能,一方面液压泵全流量供油,另一方面,液压缸的作用面积小,故运动速度较高,快退的速度为  $v_3 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}$ 。

## 2. 蓄能器增速回路

当液压系统在某个较短的时间内需要较高的速度时可以采用蓄能器增速，如图 7-30 所示。当换向阀 5 在左位时，泵 1 和蓄能器 4 共同向液压缸 6 供油，以提高液压缸的运动速度；当系统不工作时，换向阀 5 处于中位，液压泵经单向阀 3 向蓄能器充液，蓄能器充满且压力达到预定值后打开卸荷阀 2 使液压泵卸荷。蓄能器增速回路的优点是可以流量较小的液压泵达到执行元件增速目的。

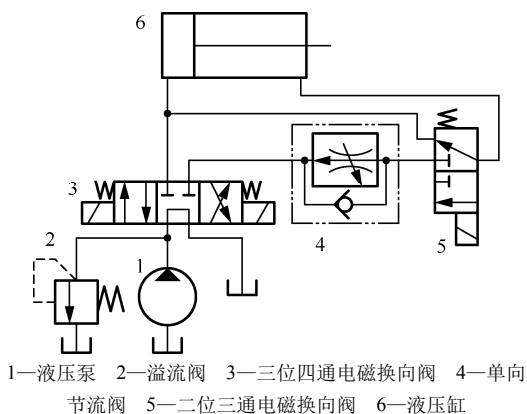


图 7-29 差动增速回路

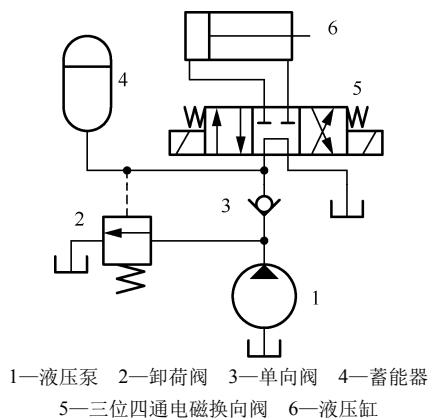


图 7-30 蓄能器增速回路

## 7.2.4 快慢速换接回路

快慢速换接回路的作用是使执行元件在一个工作循环中，从一种速度变换到另一种速度，从而实现从快进到工进或从一种工进到另一种工进的过程。

### 1. 快速与慢速之间的换接回路

如图 7-31 所示为用行程阀控制的快速与慢速之间的换接回路。换向阀 3 到达左位时，执行元件快进，当活塞杆上的挡块压下行程阀 6 时，液压缸回油必须经过节流阀 5 到达油箱，为节流调速状态，使活塞转变为慢速工进；当换向阀 3 右位接入油路时，进油经过单向阀 4 到执行元件小腔，执行元件慢速退回，当活塞离开行程阀 6 的滚轮，阀 6 下位接入回路时，执行元件快速返回。该方式换接平稳。

### 2. 两种慢速之间的换接

在机床液压传动中，慢速回路一般用到调速阀，两种慢速的转换通过用两个调速阀并联或串联实现。图 7-32 中两个调速

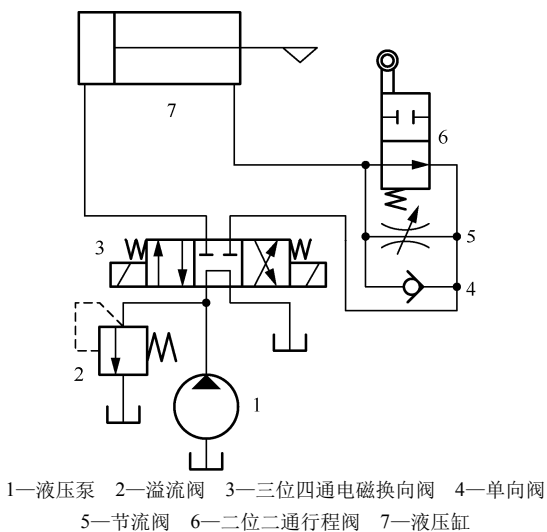


图 7-31 用行程阀的快慢速换接回路



阀并联，用二位三通电磁换向阀 3 进行两种慢速的切换，两个调速阀各自独立调节流量，互不影响；一个调速阀工作时，另一个无油通过，在换接过程中，定差减压阀的开口处于最大位置，速度换接时会有大量的油通过，使执行元件会有突然前冲的现象。如图 7-33 所示为用两个调速阀串联实现不同速度的换接，这两个调速阀的流量不同，从而实现两种慢速的换接，这种回路的速度换接平稳性较好，但回路能量损失较大。

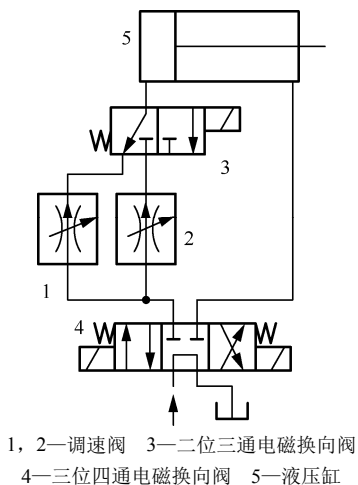


图 7-32 两个调速阀并联换接回路

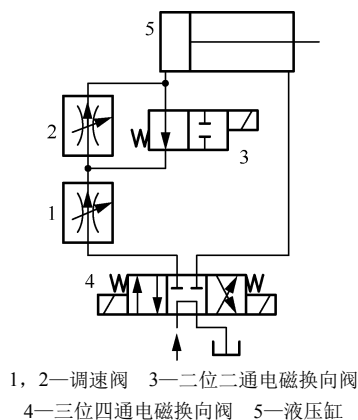


图 7-33 两个调速阀串联换接回路

## 7.3 方向控制回路

方向控制回路是通过控制液压系统各油路油流的接通、切断或改变流向，使执行元件按照需要相应地做出启动、停止或改变运动方向等一系列动作。实现这些控制的回路称为方向控制回路。包括换向回路、浮动回路和锁紧回路等。

### 7.3.1 换向回路

#### 1. 换向阀换向回路

换向回路的作用是变换执行元件的运动方向。对换向回路的要求是换向迅速、换向位置准确和运动平稳无冲击。在液压系统中，利用换向阀换向是最常用的换向方式。采用三位四通换向阀的换向回路，实现液压缸活塞杆伸出、停止和缩回，如图 7-34 所示。当换向阀处于左位时，液压泵的压力油进入液压缸的左腔，活塞杆伸出；当换向阀处于中位时，液压泵的油直接回油箱，液压泵卸荷，液压缸处于停止状态；当换向阀处于右位时，液压泵的压力油进入液压缸的右腔，左腔回油，活塞杆缩回。

#### 2. 双向变量泵换向回路

双向变量泵换向回路如图 7-35 所示。执行元件为定量马达 7，动力元件为双向变量泵 5，通过改变双向变量泵斜盘倾角的方向，改变油流进出口方向使马达换向。其中元件 6 为缓

冲补油阀，元件 3 为定量泵（起补充油液的作用，又称为补液泵），元件 1 设定补油压力。

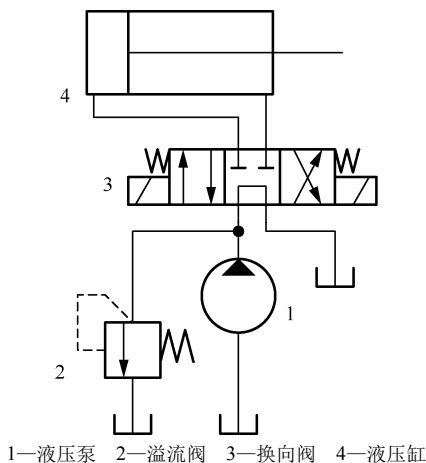


图 7-34 换向阀换向回路

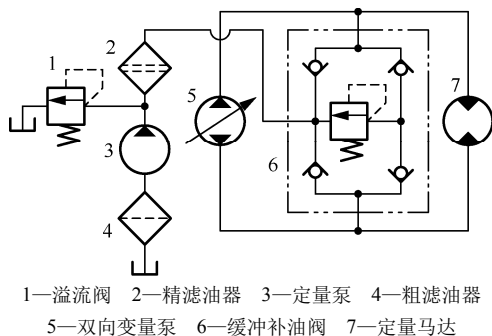


图 7-35 双向变量泵换向回路

### 7.3.2 浮动回路

浮动回路的作用是使执行元件处于无约束的自由状态。在油路中就是使执行元件的进、出油口连通或者同时通油箱。

#### 1. 利用换向阀实现浮动

利用 H 形或 Y 形换向阀的中位机能可以实现浮动。如图 7-36（a）所示，换向阀在中位时马达的进出油口均和油箱连通，马达就处于浮动状态。如图 7-36（b）所示为起重机的起升马达实现浮动的回路，当二位三通手动换向阀在下位时马达进出油口连通（处于浮动状态），吊钩在重力作用下无约束快速下降（即抛钩），如果这时马达有泄漏，可以通过单向阀自动补油。如图 7-36（c）所示为 TY180 推土机推土铲液压回路，换向阀为四位五通手动换向阀，比常用的三位换向阀多一个浮动位置。当平整作业时，换向阀到右端的浮动位，这样推土铲能够随着地面的起伏而作上下移动。

#### 2. 利用补油阀实现浮动

如图 7-36（d）所示为装载机的铲斗油路。在卸料时应让铲斗靠自重自由快速翻转，到极限位置撞击限位块，以便将斗内的剩料振落。卸料时换向阀到左位，压力油进入液压缸的小腔，大腔回油（连通油箱），使铲斗翻转。铲斗重心越过铰支点后便在重力作用下加速翻转，液压泵供油不及时，使小腔暂时出现真空，单向阀打开补油，小腔也连通了油箱，液压缸 2 实现浮动。

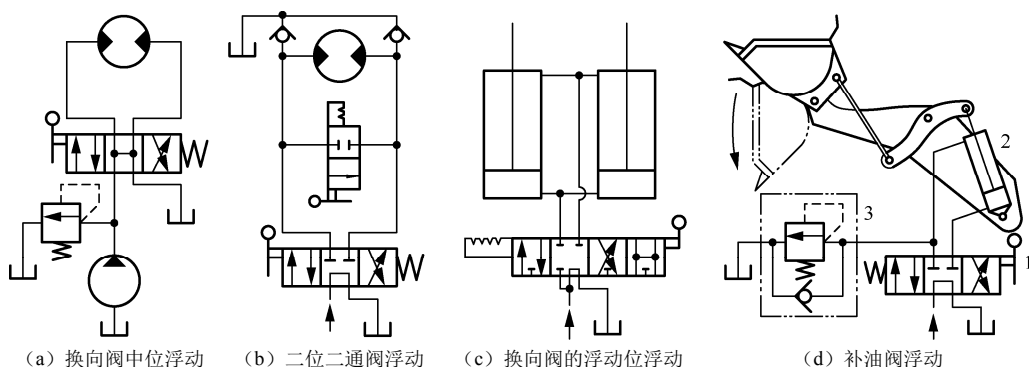


图 7-36 各种浮动回路

### 7.3.3 锁紧回路

锁紧回路的作用是在执行元件不工作时，准确地停留在原来的位置上，不因泄漏而改变位置。锁紧是对于液压缸而言的；马达由于是间隙密封，无法锁紧，故要求高的马达都带有制动器。

利用液控单向阀锁紧。汽车起重机的支腿在路上行驶和吊起重物时受到外载和自重的作用，如果系统中油液泄漏会有支腿自动落下或软腿的危险，这就需要采用锁紧回路。如图 7-37 所示为液压起重机支腿的锁紧回路。回路中采用的两个液控单向阀（双向液压锁），使液压缸可以长时间被锁紧。配合液压锁最好采用 H 型中位机能的换向阀，这样，换向阀一回到中位，液控单向阀的控制压力立即卸掉，液控单向阀关闭。双向液压锁一般直接装在液压缸上，中间不用软管连接，不会因软管爆裂而发生事故，起到安全保护作用。

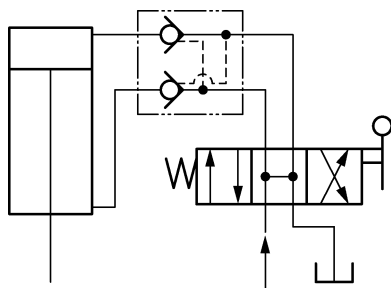


图 7-37 液控单向阀锁紧回路

## 7.4 多执行元件控制回路

当液压回路中有多个执行元件时，它们之间协调动作、互不影响成为这类回路的基本要求，根据多个执行元件运动的不同要求：有时要求多个执行元件顺序动作，有时要求执行元件同步；对于多执行元件的控制分为顺序动作回路、同步回路和多缸快慢速互不干扰回路。

### 7.4.1 顺序动作回路

在液压系统中有控制几个执行元件的动作顺序的要求，例如在机床上加工工件时，必须将工件定位、卡紧后，才能进行切削加工，为了依次完成这几个动作需要用顺序动作回路进行控制。顺序动作回路的作用是保证执行元件按照预定的先后顺序依次完成各种动作。按照控制方式不同，可以分为时间控制、行程控制和压力控制三种顺序动作回路。

### 1. 时间控制顺序动作回路

时间控制顺序动作回路是一个液压缸先动作、经过事先确定的时间后，另一个液压缸再动作的控制方式。时间控制顺序动作回路利用延时阀或时间继电器控制执行元件的动作顺序，但这些常规控制元件的控制精度比较低，很少采用。对比较复杂的液压系统，进行时间控制时可以采用计算机控制。

### 2. 行程控制顺序动作回路

行程控制顺序动作回路是某一执行元件完成工作行程之后启动另一个执行元件动作。

如图 7-38 所示为行程阀控制的顺序动作回路。在图示状态下执行元件静止，两液压缸活塞均在左端。推动手动换向阀 3 的手柄，使左位接入油路，液压缸 1 的活塞右行，完成动作①；当液压缸 1 的活塞运动到终点，机动换向阀 4 被活塞上挡块压下，使其换位，液压缸 2 活塞右行，完成动作②；手动使换向阀 3 复位，实现动作③；随着挡块的后移，阀 4 复位，缸 2 活塞退回，实现动作④。利用行程阀控制的优点是位置精度高，平稳可靠，缺点是行程和顺序不容易更改。

图 7-39 为行程开关控制的顺序动作回路。在图示状态下，两液压缸活塞均在左端，执行元件静止不动。换向阀 3 的电磁铁通电时，其左位接入油路，液压缸 1 的活塞右行，完成动作①；当液压缸 1 的活塞运动到终点后触动行程开关 S2，使换向阀 4 的电磁铁通电换到左位，液压缸 2 的活塞右行，完成动作②；当液压缸 2 的活塞运动到终点后触动行程开关 S4，使换向阀 3 的电磁铁断电，实现动作③；液压缸 1 的活塞运动到终点后触动行程开关 S1，使换向阀 4 的电磁铁断电，液压缸 2 的活塞退回，实现动作④。行程开关控制的顺序动作回路优点是位置精度高，调整方便，且可以更改顺序，所以应用较广。

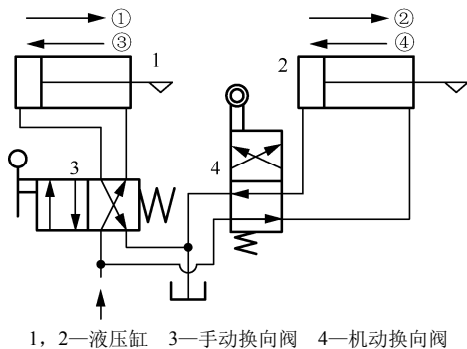


图 7-38 行程阀控制的顺序动作回路

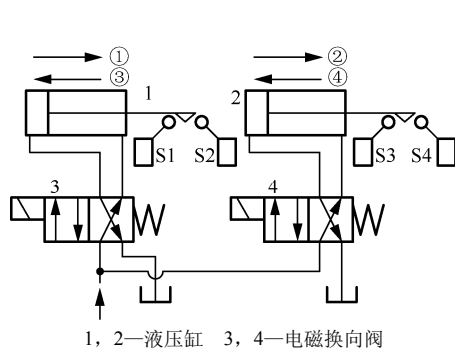


图 7-39 行程开关控制的顺序动作回路

### 3. 压力控制顺序动作回路

利用压力控制阀可以控制各个执行元件的顺序，优点是动作灵敏，安装布置比较方便，缺点是可靠性不高，位置精度低。压力控制有两种方式，顺序阀和压力继电器控制的顺序动作回路。

如图 7-40 所示为顺序阀控制的顺序动作回路。当电磁换向阀 5 断电，其右位接入回路（顺序阀 4 的调定压力须大于液压缸活塞伸出最大工作压力），顺序阀 4 关闭，压力油不能

进入液压缸 2，只能进入液压缸 1 的左腔，液压缸 1 右腔回油经阀 3 的单向阀回油箱，实现动作①；当液压缸 1 的伸出行程结束到达终点后，压力升高，升高到顺序阀 4 调定压力时，顺序阀 4 打开、压力油进入液压缸 2 的左腔，实现动作②；同样道理，当换向阀 5 左位接入油路（顺序阀 3 的调定压力大于液压缸 2 活塞缩回的最大工作压力，顺序阀 3 关闭），压力油进入液压缸 2 的右腔，左腔经阀 4 的单向阀回油，实现动作③；当液压缸 2 的缩回行程结束、到达终点后，压力升高，压力油打开顺序阀 3 进入液压缸 1 的右腔，实现动作④。为了保证顺序动作的可靠性，顺序阀的压力调定值应比先一个动作的最大工作压力高出  $0.8 \sim 1.0 \text{ MPa}$ ，以免系统中的压力波动使顺序阀出现误动作。因此，这种回路只适用于液压缸数目不多、阻力变化不大的场合。

如图 7-41 所示为压力继电器控制的顺序动作回路。工作过程如下：当电磁铁 1YA 通电时，换向阀 5 左位接入油路，压力油经阀 5 左位进入液压缸 1 左腔，右腔回油，实现动作①；液压缸 1 活塞向外伸出、到达终点后，压力升高，当达到压力继电器 3 的调定压力时，发出电信号，使电磁铁 3YA 通电（此时 1YA 还处于通电状态），换向阀 6 左位接入油路，压力油进入液压缸 2 的左腔，右腔回油，实现动作②；同样当 3YA 断电，4YA 通电时，换向阀 6 右位接入油路，压力油进入液压缸 2 右腔，左腔回油，实现动作③；当液压缸 2 活塞的缩回行程结束到达终点后，压力升高，继电器 4 发出电信号，使电磁铁 2YA 通电，1YA 断电，阀 5 右位接入油路，压力油进入液压缸 1 的右腔，左腔回油，实现动作④；这样就完成了一个工作循环。为了保证顺序动作的可靠性，压力继电器的压力调定值应比先一个动作的最大工作压力高出  $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ ，但比溢流阀的调定值低  $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ 。

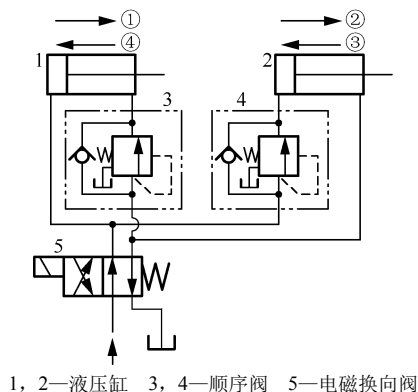


图 7-40 顺序阀控制的顺序动作回路

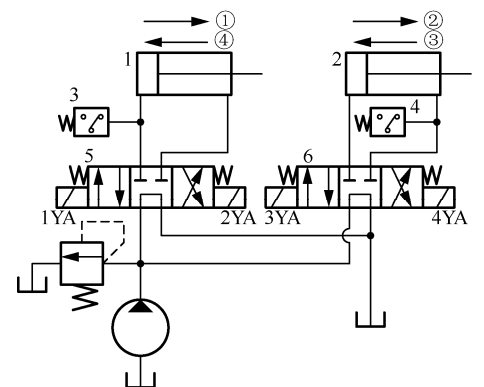


图 7-41 压力继电器控制的顺序动作回路

## 7.4.2 同步回路

同步回路的作用是保证两个执行元件以相同的位移或相同的速度运动。

### 1. 采用同步阀的同步回路

同步阀分为分流阀、集流阀和分流-集流阀，分流阀等量分配流量，集流阀等量汇集流量，分流-集流阀则既等量分配又等量汇集流量。如图 7-42 所示为采用分流-集流阀的同步回路。如果其中一个液压缸先到达行程终点，可以经阀内节流孔窜油，使各个液压缸都能到达终点，从而消除累积误差。

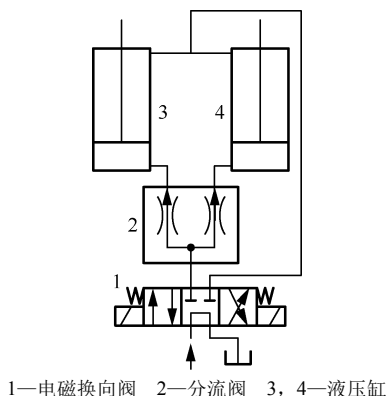


图 7-42 同步阀的同步回路

两个马达排量相同，即两个马达的转速相同，保证了挖掘机的直线行走。单独操作某个换向阀就可消除累积误差，并能使挖掘机行走转向。这种方法同步精度会受到元件泄漏的影响，但无节流损失。

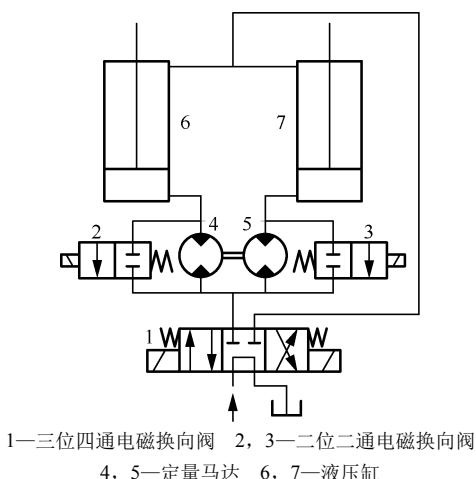


图 7-43 分流马达的同步回路

## 2. 采用分流马达的同步回路

采用分流马达的同步回路如图 7-43 所示，回路中分流马达把流量平均分为两等份，液压缸的双向运动都能实现同步。回路中设置的二位二通电磁阀用来消除累积误差。

## 3. 变量泵-等量马达同步回路

在挖掘机的行走履带驱动中采用了变量泵-等量马达同步回路，如图 7-44 所示。回路中两个液压泵为同轴等速转动的等排量变量泵，流量的大小由两个液压泵的压力和来确定，两个液压泵同步变量，流量保持相等。

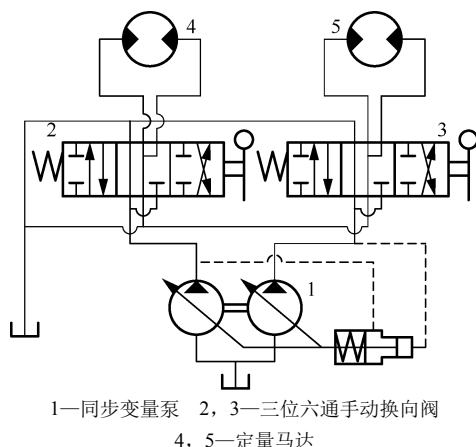


图 7-44 变量泵-等量马达同步回路

## 7.4.3 多缸快慢速互不干扰回路

多缸快慢速互不干扰回路的功用是避免液压系统中的几个液压缸因快慢不同而在动作上干扰。

如图 7-45 所示为双泵供油的多缸快慢速互不干扰回路。图中 A、B 缸各自互不影响，分别完成“快进→工进→快退”动作的自动循环。其工作原理：在图示的状态下液压缸原位停止，当换向阀 5、6 的电磁铁通电时，液压缸均由大流量泵 2 供油，经过阀 5、6 各自的左位，形成差动连接，两液压缸都实现快进的动作。

如果液压缸 A 率先完成快进动作，由挡块和行程开关（图中未标出）使换向阀 7 的电磁铁通电，同时换向阀 6 的电磁铁断电，此时大流量泵 2 进入液压缸 A 的油路被切断，高压小流量泵 1 进油路打开，通过调速阀 8 节流调速，液压油经由阀 7 左位、阀 6 右位进入液压缸 A 左腔，实现 A 工进动作；而此时液压缸 B 仍然快进，不受缸 A 工进动作的影响。

当各缸都转为工进后，它们都由高压小流量泵 1 供油。此后，若液压缸 A 又先完成工进，行程开关使换向阀 7、6 的电磁铁均断电，液压缸 A 即由大流量泵 2 供油快退，不影响液压缸 B 的工进。当电磁铁都断电时，各缸都停止运动，并被锁在图中所在的位置上。

由此可见，这个回路之所以能够防止多缸的快慢速运动互不干扰，是由于快速和慢速运动各由一个液压泵供油，且各个电磁阀换向阀进行有机控制的缘故。

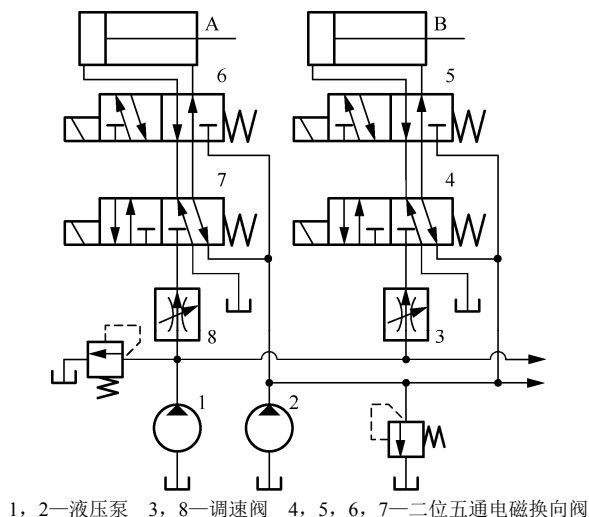


图 7-45 多缸快慢速互不干扰回路

## 本章小结

通过本章学习，我们熟悉了各种液压元件的工作原理、功用和特性，各种元件有序的组合构成基本回路。本章通过基本回路的学习，要求掌握各类基本回路的基本原理、特点，以便能灵活应用，在进行复杂液压系统设计时可以把它们有机地组合，从而满足所设计系统自身的工作要求。

## 思考与练习

7-1 在图 7-46 中若溢流阀的压力分别为  $p_{y1} = 6\text{MPa}$ ， $p_{y2} = 4.5\text{MPa}$ ，泵出口处的负载阻力为无限大，试问在不计管道损失和调压偏差时：

- (1) 换向阀下位接入回路时泵的工作压力是多少？A 点和 B 点的压力各为多少？
- (2) 换向阀上位接入回路时泵的工作压力是多少？A 点和 B 点的压力各为多少？

7-2 在图 7-47 所示回路中，已知活塞运动时的负载  $F=1200\text{N}$ ，活塞面积  $A_1=15\times 10^{-4}\text{m}^2$ ，溢流阀调整值为  $p_p=4.5\text{MPa}$ ，两个减压阀的调定压力分别为  $p_{j1}=3.5\text{MPa}$ ， $p_{j2}=2\text{MPa}$ ，假设油液流过减压阀及管路时的损失略去不计，试确定活塞在运动时和停在终端位置处，这两种情况下，A、B、C 三点压力值。

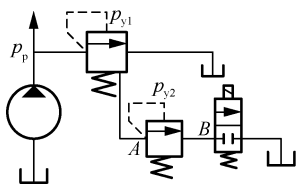


图 7-46 习题 7-1

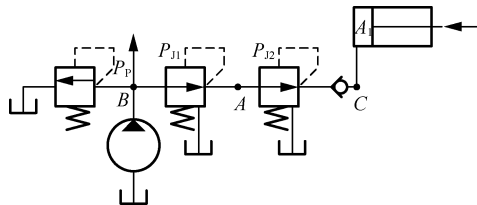


图 7-47 习题 7-2

7-3 图 7-48 所示液压系统，液压缸大腔面积  $100\text{cm}^2$ ，小腔面积  $50\text{cm}^2$ ，缸 I 工作负载  $R_1=35000\text{N}$ ，缸 II 工作负载  $R_2=25000\text{N}$ ，溢流阀、顺序阀和减压阀的调定压力分别为  $5\text{MPa}$ 、 $4\text{MPa}$  和  $3\text{MPa}$ ，不计摩擦阻力、惯性力、管路和换向阀的压力损失，求下列情况 A、B、C 三处的工作压力：

- (1) 液压泵启动后，两换向阀处于中位；
- (2) 2YA 通电，缸工进时和前进碰到死挡块时；
- (3) 2YA 断电，1YA 通电，缸运动时和到达终点后突然失去负载时。

7-4 图 7-49 所示卡紧回路中，溢流阀调定压力  $p_y=5\text{MPa}$ ，减压阀调定压力  $p_j=2.5\text{MPa}$ ，试分析：

- (1) 卡紧缸在未卡紧工件前做空载运动时 A、B、C 三点压力各是多少？
- (2) 卡紧缸卡紧工件后，泵的出口压力为  $5\text{MPa}$ ，A、B、C 三点压力各是多少？
- (3) 卡紧缸卡紧工件后，因其他执行元件的快进使泵的出口压力降至  $1.5\text{MPa}$  时，A、C 点压力各是多少？

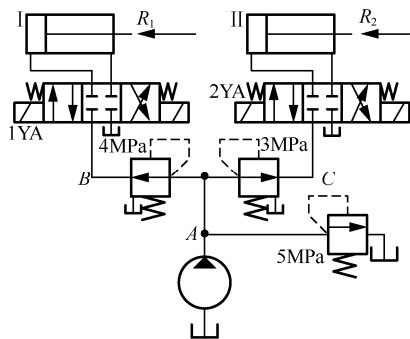


图 7-48 习题 7-3

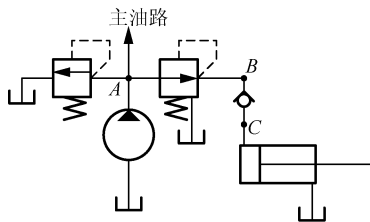


图 7-49 习题 7-4

7-5 在图 7-50 所示的旁路节流调速回路中，已知泵的流量  $Q_p=10\text{L/min}$ ，液压缸有效作用面积  $A_1=2A_2=50\text{cm}^2$ ，工作负载  $R=1000\text{N}$ ，溢流阀调定压力  $p_y=2.4\text{MPa}$ ，通过节流阀的流量  $Q=C_d A_T \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$ ，式中  $C_d=0.62$ ， $\rho=870\text{kg/m}^3$ ，试求：

- (1) 当节流阀开口面积  $A_T=0.01\text{cm}^2$  时，活塞的运动速度和液压缸的工作压力；
- (2) 当节流阀开口面积  $A_T=0.05\text{cm}^2$  时，活塞的运动速度和液压缸的工作压力。

7-6 在图 7-51 所示调速阀节流调速回路中，已知  $Q_p=25\text{L/min}$ ， $A_1=100 \times 10^{-4}\text{m}^2$ ， $A_2=50 \times 10^{-4}\text{m}^2$ ， $F$  由零增至  $30000\text{N}$  时活塞向右移动速度基本无变化， $v=0.2\text{m/min}$ ，若调速阀要求的最小压差为  $\Delta p_{\min}=0.5\text{MPa}$ ，求：



- (1) 不计调压偏差时溢流阀调定压力是多少？泵的工作压力是多少？
- (2) 液压缸可能达到的最高工作压力是多少？
- (3) 回路的最高效率是多少？

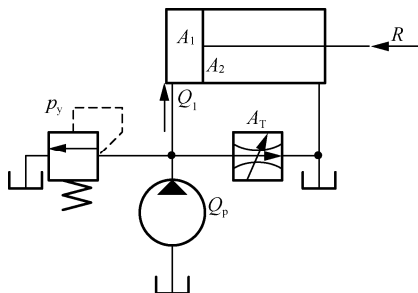


图 7-50 习题 7-5

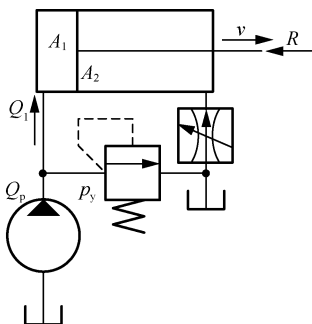


图 7-51 习题 7-6

7-7 如图 7-52 所示，已知两液压缸 1、2 的活塞面积相同，液压缸无杆腔面积  $A_1 = 20 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ，但负载分别为  $R_1 = 8000 \text{ N}$ ， $R_2 = 4000 \text{ N}$ ，如溢流阀的调定压力为  $p_y = 4.5 \text{ MPa}$ ，试分析减压阀压力调定值分别为  $1 \text{ MPa}$  和  $2 \text{ MPa}$  时，两液压缸的动作情况。

7-8 如图 7-53 所示液压系统，采用双泵供油，泵 1 是低压大流量泵，泵 2 是高压小流量泵，输出流量分别是  $Q_1 = 16 \text{ L/min}$ 、 $Q_2 = 4 \text{ L/min}$ ，油液密度  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ，运动黏度  $\nu = 20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ，液压缸无杆腔工作面积  $100 \text{ cm}^2$ ，有杆腔工作面积  $60 \text{ cm}^2$ ，快进时的负载  $R = 1000 \text{ N}$ ，油液流过方向阀时的压力损失  $\Delta p = 0.25 \text{ MPa}$ ，连接液压缸两腔的油管  $ABCD$  内径为  $d = 1.8 \text{ cm}$ ，其中  $ABC$  段较长 ( $L = 3 \text{ m}$ )，计算时需考虑其沿程损失，其他损失及由速度、高度变化形成的影响皆忽略，试分析并计算：

- (1) 系统压力由那个元件调节？低压大流量泵 1 向系统供油或卸荷由什么控制？
- (2) 单向阀 4 和液控顺序阀 3 在系统中起什么作用？
- (3) 快进时液压缸的速度和  $E$  点的压力；
- (4) 工进时如果  $E$  点压力是  $8 \text{ MPa}$ ，此时回路承受载荷能力有多大？液控顺序阀的调定压力多大？

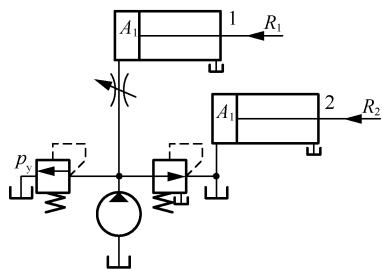


图 7-52 习题 7-7

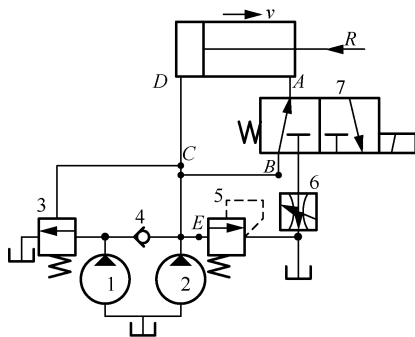


图 7-53 习题 7-8

7-9 请用先导式溢流阀工作原理分析本章图 7-2 中，阀 2 的调定压力比阀 4 的调定压力大得多的原因。

## 第 8 章 典型液压系统



### 教学要求

本章通过机床动力滑台液压系统、液压机液压系统、汽车起重机液压系统、塑料注射成形机电液比例控制系统、挖掘机液压系统、带钢张力电液伺服控制系统这些典型液压系统的学习,掌握实际液压系统的组成,从对液压系统性能要求、液压系统原理和液压系统特点三个方面掌握如何分析实际液压系统。

### 引 例

随着我国经济快速发展,城市建设、兴修水利等项目日新月异,我们能随处可见开工建设的各种场面,在繁重的建设工程任务中,挖掘机起着极其重要的作用。挖掘机可以减轻人们繁重的体力劳动,加快建设速度,在保证工程质量的前提下,能有效地提高劳动生产率。

挖掘机是一种多功能机械,在水利工程、建筑工程、交通运输、矿山采掘等施工方面应用非常广泛。由于挖掘机功能多、效率高等优点,受到了建设施工单位的青睐。挖掘机如例图 8-1 所示,液压挖掘机的液压系统具有什么特点?通过对液压挖掘机及其他典型液压系统的学习,在设计其他液压系统时会给我们什么启发呢?



例图 8-1 液压挖掘机

液压传动技术在机床、工程机械、成形机械、冶金机械、矿山机械、农业机械、船舶、电子、纺织等各行业设备上得到了广泛应用,相应的液压传动系统种类繁多,不胜枚举,本章选择了六种典型液压传动系统,通过对这些液压系统分析和学习,掌握其组成规律,为分析和设计其他的液压系统提供参考,为液压系统的安装、调试、使用和维修提供理论

依据。

在进行液压传动系统分析时,需要阅读液压系统原理图,正确阅读原理图需要掌握阅读液压系统原理图的一般步骤:

- (1) 了解液压系统的用途、工作循环动作、应具有的性能和对液压系统的要求;
- (2) 分析该系统由哪些基本回路组成,弄清各液压元件的类型、性能、功用和相互间的连接关系;

(3) 按照工作循环动作顺序,分析并依次写出完成各个动作的相应油液流经路线;

(4) 对系统进行评价,找出系统的特点。

由于液压系统图在分析时相对复杂,因此阅读原理图时需要注意:

(1) 当系统转换工作状态时,注意分析是由哪个元件发出信号,使哪个控制元件完成相应的动作,改变什么通路状态,从而执行元件进行何种状态的转换;

(2) 分清主油路和控制油路。主油路分析包括进油路和回油路;从液压泵开始,按照油液流经路线,直到执行元件为止,构成进油路线;回油路线则从执行元件回油经过各液压元件一直到油箱。必要时在分析各油路动作的基础上,列出电磁铁和其他控制元件的动作顺序表。

## 8.1 组合机床动力滑台液压系统

### 8.1.1 YT4543 型动力滑台液压系统的性能要求

液压动力滑台(如图 8-1 所示)是组合机床上用来实现进给运动的动力部件,属于通用部件。YT4543 型动力滑台根据需要配以各种切削头及支承部件可组成不同类型的组合机床,实现钻、扩、铰、镗、铣、刮端面、倒角和攻螺纹等加工。滑台由液压缸驱动作进给运动,根据被加工工件的要求进行不同的工作循环,通常实现的工作循环为:快进→一工进→二工进→死挡块停留→快退→原位停止。

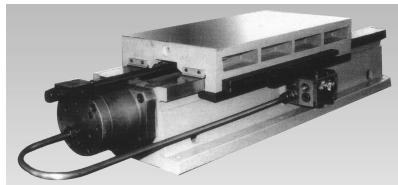


图 8-1 液压动力滑台外形

动力滑台对液压系统性能的要求:

- (1) 在变载荷下工作时滑台的进给速度稳定,特别是以最小进给速度工作时,仍能保持稳定的速度。
- (2) 能承受给定的最大载荷,有较大的“工进”调速范围,以适应不同工序的工艺要求;例如钻孔时轴向进给力 and 进给量都较大,而精镗时进给力 and 进给量却不大,这就要求动力滑台满足不同的具体要求。
- (3) 能实现快速、慢速的速度要求,不同速度之间要平稳换接,并能合理地利用能量,提高系统效率,减少发热。
- (4) 能严格实现各个执行元件的顺序动作。

### 8.1.2 YT4543 型动力滑台液压系统的工作原理

如图 8-2 所示为 YT4543 型动力滑台的液压系统原理。该系统为开式系统,容积节流调速,采用了限压式变量叶片泵供油、电液换向阀换向、液压缸差动增速回路实现快进;用

行程阀实现快进与工进的转换、用二位二通电磁换向阀进行两个工进速度之间的转换，为保证进给的尺寸精度，采用了死挡块停留来限位。其工作原理和过程如下：

(1) 快进。按下启动按钮，电磁铁 1YA 通电，该电磁换向阀换到左位，使电液换向阀 15 的主阀左位接入系统，主油路油液循环路线如下。

进油：油箱 0→滤油器 1→液压泵 2→单向阀 3→液动换向阀 15（左位）→行程换向阀 10（下位）→液压缸左腔；

回油：液压缸的右腔→电液换向阀 15（左位）→单向阀 7→行程换向阀 10（下位）→液压缸左腔。

此时液压缸 13 为差动连接，另外由于载荷小，系统压力小，则变量泵输出的流量大，这也会使执行元件快进，因此执行元件得到比较高的快进速度，相应的动作是快进。

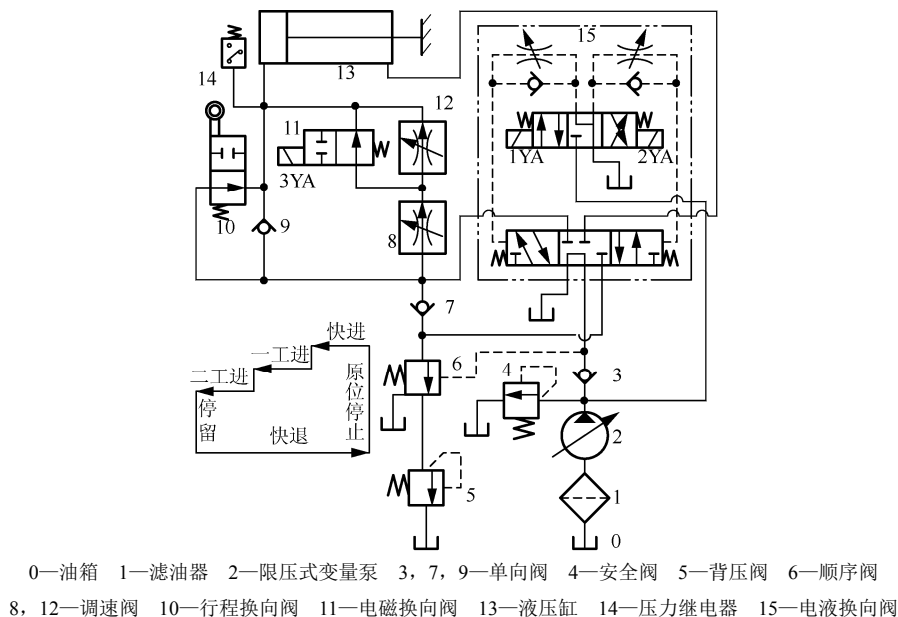


图 8-2 YT4543 型动力滑台液压系统原理

(2) 一工进。当滑台快速运动到预定位置时，执行元件进入工进阶段。滑台上的行程挡块压下行程换向阀 10 的阀芯，切断该油路，使压力油进油时不能通过阀 10，只能经过调速阀 8 才能进入液压缸的左腔。由于油液流经调速阀节流，加上载荷的作用，系统压力上升，使外控顺序阀 6 打开，此时单向阀 7 的上部压力大于下部压力，使单向阀 7 关闭，从而切断了液压缸差动回路，回油经外控顺序阀 6 和背压阀 5 流回油箱，此时油路连接使滑台转换为第一次工作进给。该油路循环如下。

进油：油箱 0→滤油器 1→限压式变量泵 2→单向阀 3→电液换向阀 15（左位）→调速阀 8→电磁换向阀 11（右位）→液压缸 13 左腔；

回油：液压缸 13 右腔→液动换向阀 15（左位）→顺序阀 6→背压阀 5→油箱 0。

因为工作进给时载荷的作用，同时调速阀 8 节流，系统压力升高，所以限压式变量泵 2 的输油量减小，以适应工作进给时负载的需求，进给速度的大小可用调速阀 8 调节。

(3) 二工进。一工进结束后，行程挡块压下行程开关（图中未标出）使 3YA 通电，二

位二通换向阀 11 换到左位工作,这时进油须经过调速阀 8、调速阀 12 才能进入液压缸左腔,由于调速阀 12 的开口量小于调速阀 8,所以进给速度再次降低,其他油路情况和一工进相同,油路循环如下。

进油:油箱 0→滤油器 1→限压式变量泵 2→单向阀 3→电液换向阀 15(左位)→调速阀 8→调速阀 12→液压缸 13 左腔;

回油:液压缸 13 右腔→电液换向阀 15(左位)→顺序阀 6→背压阀 5→油箱 0。

(4) 死挡块停留。当滑台工作进给完毕之后,碰上死挡块(图中未标出),滑台不再前进,停留在死挡块处,则系统压力升高,当升高到压力继电器 14 的调定值时,压力继电器动作使时间继电器(图中未标出)启动,时间继电器到调定时间后发出信号使滑台返回(快退),滑台的停留时间可由时间继电器调整。

(5) 快退。时间继电器发出信号使 2YA 通电,1YA、3YA 断电,电液换向阀 15 的先导阀换到右位,同时其主阀的右位接入油路,主油路的油液循环路线为:

进油:油箱 0→滤油器 1→限压式变量泵 2→单向阀 3→电液换向阀 15(右位)→液压缸 13 右腔;

回油:液压缸 13 左腔→单向阀 9→电液换向阀 15(右位)→油箱 0。

快退时,一方面液压缸右腔作用面积小,另一方面由于载荷小,系统压力较低,变量泵输出的流量大,可以得到比较高的快退速度,相应的动作为快退。

(6) 原位停止。当滑台退回到原位时,行程挡块压下行程开关(图中未标出),发出信号,使 2YA 断电,电液换向阀 15 回到中位,滑台停止运动。液压泵输出的油液经液动换向阀直接回油箱,泵卸荷。该系统的各电磁铁及行程阀动作见表 8-1。

表 8-1 YT4543 型动力滑台液压系统的动作循环表

元件 动作	1YA	2YA	3YA	压力继电器	行程阀
快进	+	-	-	-	导通
一工进	+	-	-	-	切断
二工进	+	-	+	-	切断
死挡块停留	+	-	+	+	切断
快退	-	+	±	-	切断→导通
原位停止	-	-	-	-	导通

### 8.1.3 YT4543 型动力滑台液压系统的特点

通过以上分析,得到该系统的特点。

(1) 系统采用“限压式变量泵-调速阀”容积节流调速的设计,保证滑台在大载荷下有稳定的低速运动、较好的速度刚性和较大的调速范围,并能减少系统发热、减少能量损失;“进口节流调速回路”的设计,使启动和快进转工进时冲击较小;回油路上设置的背压阀不仅使运动平稳,而且能承受负方向载荷;

(2) 采用限压式变量泵和差动连接回路实现快进,能够合理利用能量;由于叶片变量泵流量自动变化,而动力滑台调速范围大,在各种速度要求下泵根据需要输出相应流量;工进时断开液压缸差动连接,只输出与液压缸工进速度相适应的流量;滑台停留时换向阀中位卸荷,只输出补偿系统泄漏所需的流量;因此该系统功率利用合理,能量损失小,效

率高, 发热少;

(3) 采用电磁阀、电液阀、继电器(压力继电器、时间继电器)、死挡块等元件进行各种速度之间的转换, 既简化了机床电路, 又保证了工作循环的自动完成, 尤其是死挡块停留保证了位置精度, 适用于镗端面、镗阶梯孔、镗孔和镗端面等工序使用;

(4) 行程阀和液控顺序阀作为快进和工进的转换, 转换的位置精度高, 而且转换动作平稳可靠; 采用电磁阀转换, 一工进的速度比较低, 能够满足要求; 两个工进之间速度的换接由于是在两个串联的调速阀之间变换, 可以保证换接精度且换接平稳; 死挡块停留时利用压力继电器发出电信号进行自动控制, 使液压缸中避免了出现过大压力;

(5) 利用限压式变量泵和液压缸右腔较小的作用面积, 保证了快退的要求。

## 8.2 液压机液压系统

### 8.2.1 YB32-200 型液压机液压系统的性能要求

液压机(见图 8-3)是利用液体静压力进行金属、塑料、橡胶、木材、粉末等制品加工的机械。通常用于压制成形工艺, 如锻造、冲压、冷挤、校直、弯曲、薄板拉伸、粉末冶金、压装等。按照介质分类大致可分为两种: 水压机和油压机。用液压油做介质的液压机称为油压机, 用乳化液做介质的液压机称为水压机, 我们这里仅介绍以液压油为介质的液压机。

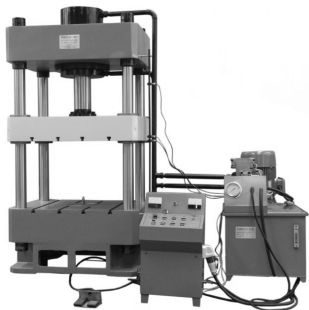


图 8-3 液压压力机

液压机大多为立式, 其中以四柱式布局的形式最为典型: 四个立柱之间安置着上、下两个液压缸, 上面液压缸用于加压, 称为主缸; 下面液压缸用于成形件的顶出, 称为顶出缸。液压机系统压力高、流量大, 要求提高系统效率、功率损失小, 还要防止泄压时产生的压力冲击。液压机根据工作循环对其液压系统的基本要求如下。

(1) 主缸实现“快速下行→慢速加压→保压延时→卸压→快速返回→原位停止”的工作循环; 顶出缸要求驱动下滑块实现“向上顶出→停留→向下退回→原位停止”的动作循环;

(2) 液压系统中的压力要能保证产生较大的压制力, 并能方便调节;

(3) 液压机在工作过程中, 空行程和加压行程的速度差异非常大, 需要的流量差异也就比较大, 而且在空行程和加压行程中压力也相差悬殊。因此要求功率利用合理, 工作平稳, 安全可靠。

### 8.2.2 YB32-200 型液压机液压系统的工作原理

如图 8-4 所示为 YB32-200 型液压机液压系统图, 该系统由高压轴向柱塞变量泵 1 (其变量机构为恒功率变量机构) 向主油路供油, 系统压力由安全阀 4 和远程调压阀 5 调定, 最高压力为 32MPa, 根据需要利用远程调压阀调整系统压力, 以适应不同工作的需要; 执行机构利用电液换向阀换向, 控制油路的压力油由定量泵 2 提供, 并通过溢流阀 3 调定控制油压。

## 1) 主缸运动

(1) 快速下行。按下启动按钮,电磁铁 1YA、5YA 通电,电磁换向阀 8 和电液换向阀 6 切换至左位,定量泵 2 提供控制油流经电磁换向阀 8 使液控单向阀 9 打开,恒功率变量泵 1 的压力油进入主缸 16 上腔,主缸下腔回油到油箱。因主缸滑块在自重作用下迅速下降,恒功率变量泵 1 供油不及时使工作压力降低,这时恒功率变量泵 1 流量最大,但仍不能满足滑块加速下降的需要,上腔形成负压,不足的部分通过充液油箱 15 经液控单向阀 14 (按照其作用又被称为充液阀)向主缸 16 上腔供油,油路循环情况如下。

进油:油箱→滤油器→恒速变量泵 1→电液换向阀 6 (左位)→单向阀 13→主缸 16 上腔;

补充进油:充液油箱 15→液控单向阀 14→主缸 16 上腔;

回油:主缸 16 下腔→液控单向阀 9→电液换向阀 6 (左位)→电液换向阀 11 (中位)→油箱。

回油控制油路:油箱→滤油器→定量泵 2→电磁换向阀 8 左位→液控单向阀 9。

(2) 慢速接近工件、加压。主缸下降过程中,主缸上的挡块压下行程开关 2SQ,使电磁铁 5YA 断电,电磁换向阀 8 回位,液控单向阀 9 由于控制压力卸掉而关闭,主缸回油遇到障碍,但是当下腔压力增大到足以使顺序阀 10 打开,主缸下腔液压油就可以回油箱,回油阻力使主缸下降速度减慢,上腔压力升高,致使液控单向阀 14 关闭,这时恒功率变量泵 1 的供油能够满足主缸运动的需要:主缸慢速接近工件;当主缸上的滑块接触工件后阻力急剧增加,上腔的压力进一步升高,液压泵的流量进一步减小,主缸以极慢的速度对工件加压。这个阶段油路循环路线是:

进油:油箱→滤油器→恒功率变量泵 1→电液换向阀 6 (左位)→单向阀 13→主缸上腔;

回油:主缸下腔→顺序阀 10→电液换向阀 6 (左位)→电液换向阀 11 (中位)→油箱。

(3) 保压延时。在使工件加压过程中,当系统压力升高到压力继电器 12 的调定值时,发出电信号使电磁铁 1YA 断电,电液阀 6 回到中位,恒功率变量泵 1 卸荷。单向阀 13 和液控单向阀 14 具有良好的锥面密封性,使主缸上腔保持压力,保压时间由时间继电器控制。

(4) 卸压、快速返回。保压时间结束后,时间继电器 (图中未标出)发出信号使电磁铁 2YA 通电,电液换向阀 6 切换至右位,需要主缸活塞返回原位了。但是此时主缸上腔保持着高压,且主缸直径比较大,缸内油液在加压过程中存储了相当大的能量,如果这时上腔立即通油箱,缸内液体积蓄的能量突然释放出来,会产生液压冲击,造成振动、噪声甚至使系统元件破坏。因此必须先卸掉上腔的高压然后再让主缸活塞快速返回。

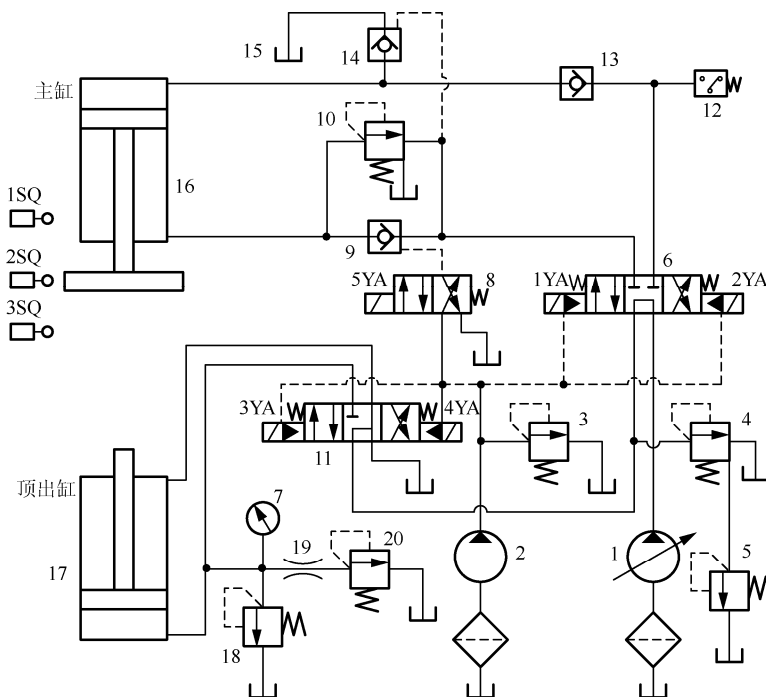
在电磁铁 2YA 通电、电液换向阀 6 右位接入系统后,主缸上腔还处于高压状态,回油路上有单向阀 13 和液控单向阀 14 使之不能回油,以至于虽然下腔承受泵 1 的压力油却无法进油。但是,泵 1 的压力油除了经过液控单向阀 9 作用在主缸下腔,同时还作用在液控单向阀 14 卸荷阀芯上,压力油使液控单向阀 14 的小阀芯打开,主缸上腔卸压,这就完成主缸返回的第一步,接着下一步主缸快速返回。在主缸上腔完成卸压之后,泵 1 液压油进入主缸的下腔,液控单向阀 14 的主阀芯打开,主缸上腔的油液经过液控单向阀 14 流回充液油箱 15,主缸快速返回。由于主缸返回时仅仅克服主缸滑块和活塞等的自重及其摩擦力,因此液压泵的压力比较低,流量大,且主缸下腔的作用面积比较小,故可以得到较高的返回速度。在快速返回过程中,油液循环线路如下。

卸压:油箱→滤油器→泵 1→电液换向阀 6 右位→液控单向阀 14 (主阀芯打开、主缸

上腔卸压)。

进油：油箱→滤油器→泵 1→电液换向阀 6（右位）→液控换向阀 9→主缸 16 下腔；  
回油：主缸 16 上腔→液控单向阀 14→充液油箱 15。

(5) 原位停止。原位停止是主缸滑块上升至预定高度, 挡块压下行程开关 1SQ 使电磁铁 2YA 失电, 电液换向阀 6 回到中位, 这时主缸停止运动, 液压泵 1 卸荷。



1—恒功率变量泵 2—定量泵 3, 18, 20—溢流阀 4—安全阀 5—远程调压阀 6, 11—电液换向阀 7—压力表  
8—电磁换向阀 9, 14—液控单向阀 10—顺序阀 12—压力继电器 13—单向阀 15—油箱 16—主缸  
17—顶出缸 18—溢流阀 19—节流阀 20—溢流阀

## 2) 顶出缸的运动

(1) 液压机顶出缸的顶出。按下顶出缸启动按钮, 电磁铁 3YA 通电, 电液换向阀 11 切换到左位, 油液循环路线如下。

进油：油箱→滤油器→泵 1→电液换向阀 6（中位）→电液换向阀 11（左位）→顶出缸下腔；

回油：顶出缸上腔→电液换向阀 11（左位）→油箱。

(2) 顶出缸的返回。电磁铁 4YA 通电、3YA 断电, 电液换向阀 11 切换到右位, 油路循环路线如下。

进油：油箱→滤油器→泵 1→阀电液换向阀 6（中位）→电液换向阀 11（右位）→顶出缸上腔；

回油：顶出缸下腔→顶出电液换向阀 11（右位）→油箱。

(3) 原位停止。电磁铁 3YA、4YA 均失电, 顶出缸换向阀 11 处于中位, 主液压泵 1 卸荷。



### 3) 液压机拉伸压边的工作原理

有些模具在拉伸操作中有进行“压边”的需要，具体要求顶出缸下腔既能保持一定的压力又能随着主缸的下降而下降，为此设置了背压阀（即溢流阀 20），回油背压大小通过阀 20 调定，以确定所需的顶出缸的上顶力；溢流阀 20 是锥阀，开度变化时，开口面积变化比较大，影响运动的平稳性，故串联了节流阀 19 进行修正。溢流阀 18 为顶出缸的过载阀，限定了顶出缸下腔的最高压力，一旦节流阀 19 阻塞，过载阀 18 打开溢流，提供安全保护。在此下降的过程中，顶出缸上腔可以利用换向阀 11 的中位机能进行补油。

### 8.2.3 YB32-200 型液压机液压系统的特点

通过以上分析，可以得到该系统的特点：

（1）系统中的充液油箱使系统功率利用更合理。基于液压机具有很大的压制力，系统除使用高压轴向柱塞泵之外，同时还常采用大直径的液压缸来满足。当主缸滑块快速下行时，若所需的大量进入主缸上腔的油液全都由液压泵提供的话，势必使泵规格过大，这样不仅增加了系统成本，还增加了慢速加压、保压和原位停止阶段的功率损失。同时液压机的主缸滑块重量较大会加速滑块下行速度，液压机系统中采用充液油箱不但能补充快速下行时液压泵供油的不足，而且使系统功率利用更合理。

（2）延时保压是液压机必须有的一个工作阶段，系统中采用液控单向阀的锥面密封性、管道和油液的弹性变形来保压，这样使系统结构简单，造价低，比使用液压泵保压节省功率。但是要求各液压元件具有良好的密封性。

（3）顶出缸和主缸互锁。只有电液换向阀 6 在中位，主缸不运动时，压力油才能进入电液换向阀 11 使顶出缸运动，两个液压缸不能同时动作，这是一种安全保护措施。

（4）一般的液压机系统属于高压系统。对于高压系统，在液压缸以很高压力进行保压的情况下，需要快退时，如果立即启动换向阀使其退回，势必造成液压冲击。为了防止这种情况的发生，该液压系统在保压之后需要快退时，利用液控单向阀 14 对换向过程进行控制，先使液压缸高压腔压力释放后再使其动作。

（5）该液压机利用换向阀中位实现液压泵卸荷，使操作简单、节省功率。

（6）该液压机设置了泵 2 作为控制动力源，使控制油路和主油路相互独立，换向操作安全可靠。

## 8.3 汽车起重机液压系统

汽车起重机（如图 8-5 所示）是装在普通汽车底盘或特制汽车底盘上的一种起重机，行驶驾驶室与起重操纵室分开设置。汽车起重机符合公路车辆的技术要求，可在各类公路上行驶，因此机动性好，转移迅速，但不能负荷行驶，在作业时必须伸出支腿保持稳定，不适合在松软或泥泞的场地上工作。汽车起重机是使用最广泛的起重机类型之一。

### 8.3.1 Q2-8 型汽车起重机液压系统的性能要求

Q2-8 型汽车起重机的起重机构均采用了液压传动。最大



图 8-5 汽车起重机

起重量为 8t, 最大起升高度 11.5m, 属于小型起重机, 对液压系统主要有以下要求:

(1) 支腿在起重作业中和行使过程中都要可靠的锁紧, 以防止在起重作业中出现“软腿”和行驶过程中自行下落的现象, 另外, 在起重作业中要防止出现对支腿的误操作。

(2) 起升机构要求能调速且微调性能好, 以适应安装就位作业的需要。此外, 还有下降限速、定位锁紧的要求。

### 8.3.2 Q2-8 型汽车起重机液压系统的工作原理

如图 8-6 所示是 Q2-8 型汽车起重机液压系统图, 由液压泵 5、两组多路换向阀 8 和 9、回转马达 10、起升马达 16、变幅液压缸 13、动臂伸缩液压缸 11 及支腿液压缸 6 等组成。工作机构的多路换向阀 9 每一片都是三位四通 M 形手动换向阀并且之间是串联连接, 这样使工作机构既能单独动作, 相关的工作机构(如起升和回转机构)又能轻载复合动作; 支腿多路换向阀 8 也同样, 前后支腿既可以单独操作又能轻载复合动作。

汽车起重机的起重机构包括支腿收放机构、回转机构、起升机构、吊臂伸缩机构和变幅机构五大部分。

#### 1) 支腿收放机构油路

汽车轮胎支撑能力有限, 起重作业时必须放下支腿, 使汽车轮胎悬空; 而汽车行驶或者停放时则必须收起支腿, 使汽车轮胎着地。每个支腿配有一个液压缸, 前两个支腿液压缸 III、IV 由三位四通手动换向阀 A 控制, 后两个支腿液压缸 I、II 由阀 B 控制, 每个液压缸都配有一个双向液压锁, 双向液压锁除了具有锁紧作用外(锁紧使之在起重作业时支腿不缩回; 行驶或停放时支腿不因自重伸出), 还有安全保护作用: 如果该油路管爆裂或支腿液压缸存在泄漏, 而支腿状态保持不变。当同时操作 A、B 两个换向阀时, 由于进入前后支腿缸的流量不同, 总是其中的两个支腿动作快, 所以最后要对前后支腿分别调整。

多路换向阀 8 的 A 换到右位、B 换左位, 放下支腿, 油流通路如下。

进油: 油箱 1→滤油器 2→定量泵 5→多路换向阀 8 的阀 A 右位→双向液压锁→支腿液压缸 III、IV 上腔(前面两个支腿伸出);

液压缸 III、IV 下腔回油是液压缸 I、II 的进油: 液压缸 III、IV 下腔→阀 A 右位→阀 B 左位→液压缸 I、II 上腔(后面两个支腿向外伸出)。

回油: 液压缸 I、II 下腔→阀 8 的 B 阀左位→多路换向阀 9 中位→油箱。

需要收起支腿时, 阀 8 的 A 换到左位、B 换到右位可以完成收腿动作。

支腿的手动换向阀一般都不布置在驾驶室内, 防止在起重作业中出现对支腿的误操作。

#### 2) 回转机构油路

回转机构油路使回转机构改变作业方位。回转机构油路采用液压回转马达 10 通过减速器驱动转盘回转, 转盘的回转速度较低, 一般为 1~3r/min, 回转惯性不是太大, 故没有设置制动回路。因此回转机构的油路比较简单, 操作换向阀 C 分别换到左位、中位、右位可使回转马达 10 左转、停止或右转。

#### 3) 起升机构油路

起升机构提升或放下重物, 是汽车起重机的主要执行机构, 由一个低速大扭矩起升马达 16 带动卷扬机实现既定的动作。通过阀 F 换到左位、中位和右位, 使重物上升、停止和下降。起升机构的调速主要通过改变发动机的转速实现, 而安装作业时利用换向阀节流调

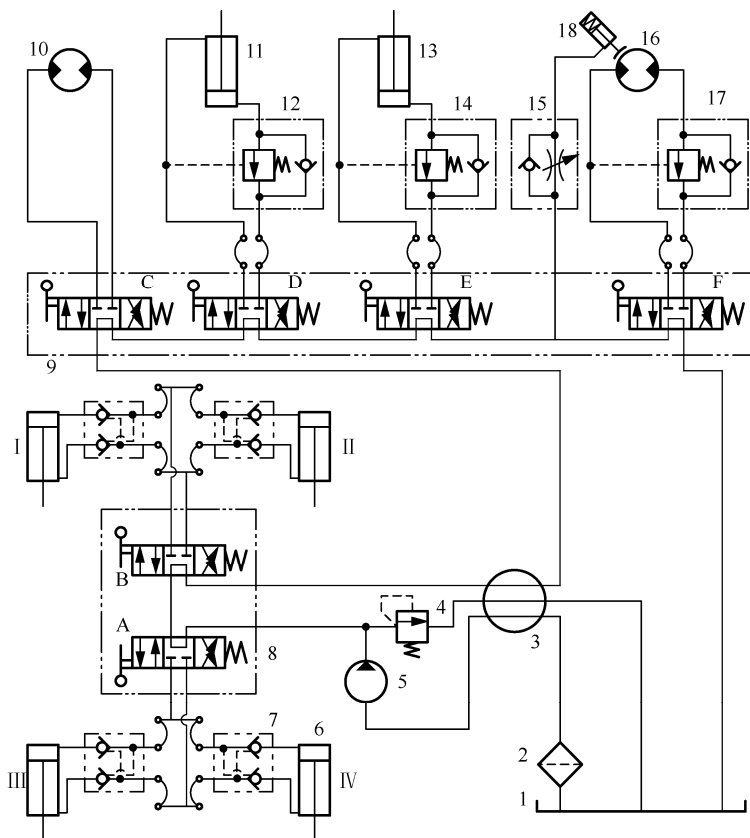
速控制升降速度。在马达回油路中设置了外控平衡阀 17，限制重物的下降速度。由于液压马达中采用了间隙密封，无法用平衡阀锁紧，为此设置了常闭式制动器 18，制动器的控制油压同起升油路联动（马达不起升时制动器处于制动状态），只有起升马达工作时制动器才能松闸，保证了起升作业的安全，马达制动器油路中设置了单向节流阀 15，保证制动迅速、松闸平缓。

#### 4) 变幅机构油路

变幅机构用来改变作业半径（也改变作业高度）。汽车起重机的变幅通过变幅液压缸 13 伸缩，调节动臂的俯仰角度来实现，操作换向阀 E 就可改变起重机的作业幅度。在变幅机构的回油路中设置了起重机专用平衡阀 14，这里的平衡阀 14 既起限速作用又起锁紧作用，还具有安全保护作用（如果变幅机构油路软管爆裂，动臂也不会下落）。

#### 5) 动臂伸缩机构油路

动臂伸缩机构改变作业高度（也改变作业半径），动臂伸缩机构油路通过换向阀 D，驱动动臂伸缩液压缸 11 实现相应动作，动臂伸缩机构油路要求和变幅机构油路相同，设置了起重机专用平衡阀 12。



1—油箱 2—滤油器 3—回转接头 4—安全阀 5—定量泵 6—支腿液压缸 7—双向液压锁 8, 9—多路换向阀  
10—回转马达 11—动臂伸缩液压缸 12, 14, 17—平衡阀 13—变幅液压缸 15—单向节流阀 16—起升马达 18—制动器

图 8-6 Q2-8 型汽车起重机液压系统

### 8.3.3 Q2-8 型汽车起重机液压系统的特点

(1) 采用中位机能是 M 型的三位四通手动换向阀使系统卸荷, 可以减少功率损失, 适于起重机间歇工作; 支腿油路中设置了双向液压锁, 保证支腿在起重作业中和行驶过程中可靠锁紧。

(2) 系统采用了平衡回路、锁紧回路以及液压制动保证了起重机操作安全、工作可靠、运动平稳。

(3) 起升机构的调速主要是通过调节发动机的转速来实现, 微调可利用换向阀节流调速来保证, 能够降低造价。

(4) 系统中 6 个换向阀串联, 油路循环路线比较长, 压力损失比较大。

## 8.4 塑料注射成形机电液比例控制系统

一般螺杆式注塑机的成形工艺过程: 首先将粒状或粉状塑料加入机筒内, 并通过螺杆的旋转和机筒外壁加热使塑料成为熔融状态, 然后机器进行合模和注射座前移, 使喷嘴贴紧模具的浇口, 接着向注射缸通入压力油, 使螺杆向前推进, 从而以很高的压力和较快的速度将熔料注入温度较低的闭合模具内, 经过一定时间和压力保持 (又称为保压)、冷却, 使其固化成形, 便可开模取出制品 (保压的目的是防止模腔中熔料的反流, 以及向模腔内补充物料)。

液压传动系统的作用是为实现注塑机按工艺过程所要求的各种动作提供动力, 并满足注塑机各部分所需压力、速度、温度等的要求。它主要由各自种液压元件和液压辅助元件组成, 其中油泵和电动机是注塑机的动力来源。各种阀控制油液压力和流量, 从而满足注射成形工艺各项要求。

通用卧式注塑机保证制品具有一定的密度和尺寸公差。注射成形的基本过程是塑化、注射和成形。塑化是实现和保证成形制品质量的前提, 而为满足成形的要求, 注射必须保证有足够的压力和速度。同时, 由于注射压力很高, 相应地在模腔中产生很高的压力, 因此必须有足够大的合模力。由此可见, 注射装置和合模装置是注塑机的关键部件。

塑料注射成形机又称为注塑机 (见图 8-7), 用于塑料制品的成形加工。图 8-8 所示为 XS-ZY-250A 型注塑机液压系统图。注塑成形的具体过程: 首先动模板 3 在合模液压缸 1 的作用下使模具闭合, 而松散的塑料颗粒或者粉状物料从注射机料斗 9 送入高温的料筒 8 内加热、熔融、塑化, 使之成为黏流态熔体; 然后注射座移动液压缸 7 前行至模具的浇口, 接着熔融状态的塑料在注射液压缸 10 的高压推动下通过料筒 8 前端的喷嘴 6 充满闭合的模具; 然后经过一段保压、冷却、定型时间后, 注射座移动缸 7 后退, 合模液压缸 1 使动模板 3 后退实现开模, 最后由顶出液压缸 2 顶出具有一定形状和尺寸的塑料制品后, 顶出液压缸 2 后退至原位。

注射机的工作循环: 合模→注射座前移→注射→保压→冷却 (预塑)→注射座后退→开模→顶出制品→顶出缸后退→合模 (为进入下一个循环做准备)。



图 8-7 卧式注塑机外形

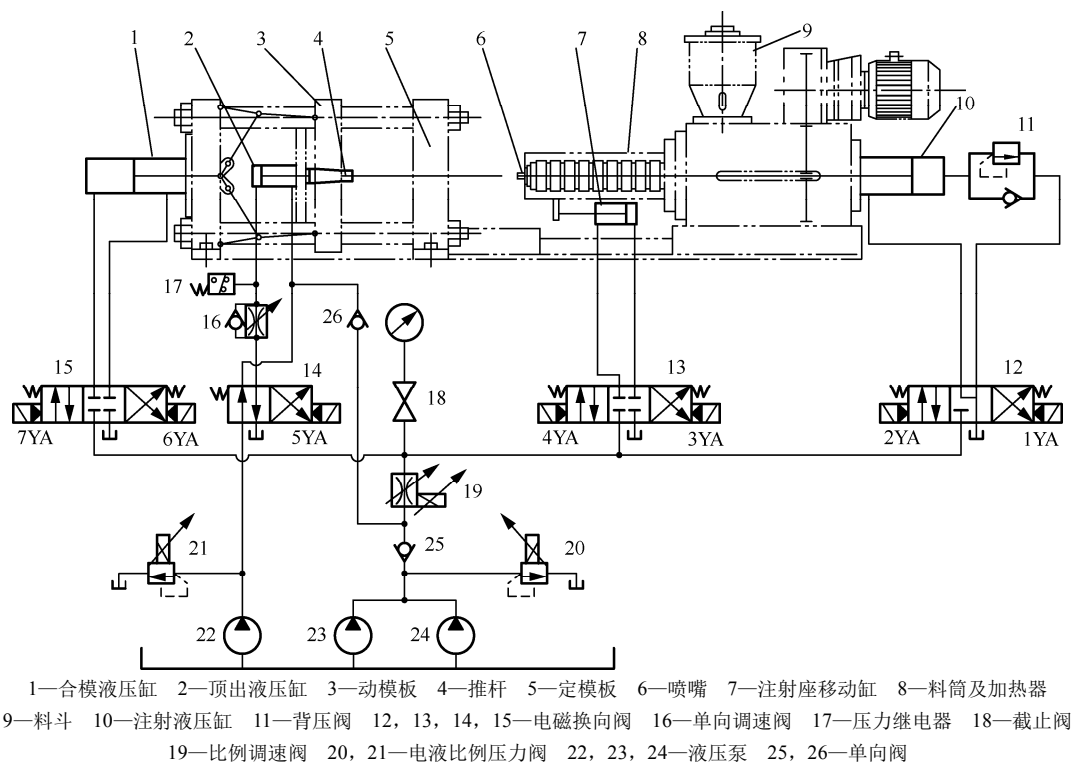


图 8-8 卧式注塑机液压系统

#### 8.4.1 塑料注射成形机液压系统的性能要求

XS-ZY-250A 型注塑机单次最大注射容量是 250ml, 属于中小型注塑机。由以上分析可知该液压系统需要完成的动作: 合模液压缸合模和开模、注射座液压缸前移和后退、注射液压缸前移和后退、保压、顶出缸顶出和退回。根据塑料注射成形工艺, 注塑机对液压系统的要求是:

(1) 要有足够的合模力。一般注入模腔的熔融塑料通常具有 4~15MPa 的压力, 如果模

具的合模力不够大，模具之间的缝隙会使塑料制品产生溢边现象。

(2) 模具合模和开模时速度可调。模具在合模和开模的各阶段速度不同，空行程可以快速接近定模以节约时间、提高生产率，在合模终了动模需要缓慢接近定模，以防止损坏模具和制品、避免机器产生振动和撞击。

(3) 注射座液压缸要有足够的推力。这样才可以适应各种塑料的加工要求，保证注射时喷嘴与模具浇口充分紧密接触。

(4) 注射压力和注射速度可调。由于塑料品种、制品的几何形状及模具浇注系统不同，注射成形过程中要求不同的注射压力和注射速度。

(5) 注射动作完成后需要保压。这样可以使塑料紧贴模腔，获得精确的形状；同时在制品冷却凝固而收缩过程中，熔融塑料可以补充进入模腔防止因充料不足而出现残次品。

(6) 顶出制品时速度要平稳。

### 8.4.2 塑料注射成形机液压系统的工作原理

注塑成形工艺决定注塑机有开模压力、合模压力、注射座前移压力、注射压力、顶出压力等多级压力，有开模速度、合模速度、注射速度等多个速度。XS-ZY-250 型注塑机液压系统采用三个液压泵、比例阀等元件对多级压力和速度进行控制，采用液压-机械组合式三连杆锁模机构，实现合模增力、自锁的功能，通过齿轮减速箱驱动螺杆进行预塑。系统油路简单，使用元件少、效率高，注塑动作安全、可靠，压力和速度变换时冲击小、噪声低。依据注塑机工作循环过程，该液压系统原理如下：

#### 1. 合模

(1) 快速合模：按下开关，电磁铁 7YA 通电，其他电磁铁断电；液压泵 23、24 的压力由电液比例压力阀 20 调定，液压泵 22 的压力由电液比例压力阀 21 调定；

进油：泵 22→换向阀 14 的左位→单向阀 26→电液比例调速阀 19→换向阀 15 左位→合模缸 1 左腔  
 泵 23、24→单向阀 25

推动活塞快速合模；

回油：合模液压缸 1 右腔→电磁换向阀 15 左位→油箱

(2) 低压合模：7YA 通电，电液比例压力阀 20 将压力调整为零、使液压泵 23、24 卸荷，并调整电液比例压力阀 21 使液压泵 22 压力降低；这种情况下只有液压泵 22 向合模缸 1 提供低压油，合模液压缸以较小推力进行合模的动作。

(3) 高压合模：电磁铁 7YA 通电，液压泵 23、24 卸荷，电液比例压力阀 21 使液压泵 22 压力升高，形成高压合模；高压油使模具闭合，并牢固锁紧模具。

#### 2. 注射座前移

3YA 通电，电磁铁 7YA 及其他电磁铁断电，液压泵 23、24 卸荷，只有液压泵 22 的压力油经电磁换向阀 13 进入注射座移动液压缸的右腔，推动注射座整体向前移动，使喷嘴和模具贴紧。

进油：油箱→液压泵 22→电磁换向阀 14 左位→单向阀 26→比例调速阀 19→电磁换向阀 13 右位→注射座移动缸 7 右腔；

回油：注射座移动缸 7 左腔→电磁换向阀 13 右位→油箱。

### 3. 注射

注射时, 电磁铁 3YA 断电, 1YA 通电, 3 个泵的压力油均经电磁换向阀 12 及背压阀 11 的单向阀进入注射液压缸 10 右腔, 注射缸的活塞带动注射螺杆把料筒前部已经塑化了的熔融物料注射到模腔里; 注射速度由比例调速阀 19 调节。注射螺杆以一定压力和速度将熔融的塑料注入模腔。

进油: 液压泵 22→换向阀 14 的左位→单向阀 26→电液比例调速阀 19→换向阀 12

液压泵 23、24→单向阀 25

右位→背压阀 11→注射液压缸 10 右腔

回油: 注射液压缸 10 左腔→电磁换向阀 12 右位→油箱。

### 4. 保压

电磁铁 1YA 继续通电使注射缸右腔保持进油, 由于保压不需要大量油液, 所以液压泵 23、24 卸荷, 只由液压泵 22 单独供油, 使注射缸把料筒中的熔融塑料压入模腔, 一方面对模腔内熔料保压, 另一方面在必要时做补充, 其压力由电液比例压力阀 21 调节。

### 5. 预塑

1YA 处于断电状态。电动机通过齿轮减速机构使螺杆旋转, 料斗 9 中的塑料颗粒进入料筒 8, 被转动着的螺杆带到最前端进行加热塑化 (以备注射缸注射时使用), 螺杆自身受到熔体的压力而缓缓后退, 当积存的熔体达到一定的注射量时, 螺杆停止转动, 就为下一次注射做好了准备。

螺杆后退的反推力使注射液压缸 10 右腔的油液经背压阀 11、电磁换向阀 12 的中位, 一部分进入注射缸左腔, 一部分回油箱。

在模腔内的制品处于冷却成形阶段。

### 6. 注射座后退

当制件在模腔内冷却成形结束后, 4YA 通电, 液压泵 23、24 卸荷, 液压泵 22 供油, 注射座移动缸 7 后退, 其油路如下。

进油: 油箱→泵液压 22→电磁换向阀 14 左位→单向阀 26→比例调速阀 19→电磁换向阀 13 左位→注射座移动缸 7 左腔

回油: 注射座移动缸 7 右腔→电磁换向阀 13 左位→油箱

### 7. 开模

要把制件从模具中取出, 首先使闭合的模具打开, 之后通过顶出机构 (需要时) 把制件顶出模具。打开模具即开模过程。

(1) 慢速开模: 4YA 断电, 6YA 通电, 液压泵 23、24 卸荷, 液压泵 22 供油, 合模缸 1 慢速后退, 油路如下。

进油: 油箱→液压泵 22→电磁换向阀 14 左位→单向阀 26→比例调速阀 19→电磁换向阀 15 右位→合模缸 1 右腔;

回油：合模缸 1 左腔→换向阀 15 右位→油箱

(2) 快速开模：电磁铁通、断电情况不变，而泵 22、23、24 同时向合模缸 1 右腔供油，使其快速后退。

### 8. 顶出制件

(1) 顶出缸 2 前进：6YA 断电，5YA 通电，液压泵 23、24 卸荷，液压泵 22 向系统供油，顶出缸速度由单向调速阀 16 调定，其油路：

进油：油箱→液压泵 22→电磁换向阀 14 右位→单向调速阀 16→顶出缸 2 左腔；

回油：顶出缸 2 右腔→电磁换向阀 14 右位→油箱

(2) 顶出缸 2 后退：顶出缸运行到行程终点顶出制件，当达到压力继电器 17 调定值时给 5AY 信号，使其断电，换向阀 14 换到左位接入油路，液压泵 22 压力油经过电磁换向阀 14 左位进入顶出液压缸 2 右腔，使其退回，顶出液压缸 2 左腔回油经单向调速阀 16、电磁换向阀 14 左位回到油箱。

### 8.4.3 塑料注射成形机液压系统的特点

(1) 虽然注塑机注塑工艺决定了其液压系统中执行元件数量多，压力和速度变化也比较多，而这个系统利用比例阀进行电液比例控制，使系统简单、工作可靠。

(2) 在系统保压阶段多余的油液要经过溢流阀流回油箱，所以有部分能量损耗。

(3) 在不需要顶出缸 2 动作的各个过程中，顶出缸 2 右腔始终进油，使顶出缸活塞退回，为顶出塑料制件做准备，这样的油路设计使顶出缸动作安全、可靠。

## 8.5 挖掘机液压系统

挖掘机是用铲斗挖掘高于或者低于其所处平面的物料，并装入运输车辆或卸到堆料场这样一种土方机械，在工程建设中发挥极其重要的作用。

YW-60 型履带式挖掘机为单斗、全液压全回转机械，铲斗容量为  $0.6\text{m}^3$ ，主要由发动机、工作装置、液压传动系统、回转装置、行走装置和电气控制等部分组成。发动机是挖掘机的动力源；工作装置由动臂、斗杆、铲斗三部分组成，是直接完成挖掘任务的装置，动臂起落、斗杆伸缩和铲斗转动都用往复式双作用液压缸控制；液压传动系统通过液压泵将发动机的动力传递给液压马达、液压缸等执行元件，推动工作装置动作，从而完成各种作业；回转与行走装置可以改变挖掘机作业范围。而从外观上看，挖掘机由工作装置、回转装置和行走装置三部分组成。

### 8.5.1 挖掘机液压系统的性能要求

挖掘机的动作频繁，工作装置、回转装置和行走装置经常启动、制动和换向，外载荷变化大，冲击、振动多，野外作业使其温度和环境变化大。根据挖掘机的工作特点，其液压系统的性能要求是：

(1) 工作装置的三个部分既能单独动作，又能复合动作；在需要的时候，工作装置的动作和回转机构的动作既能单独进行又能复合动作。



(2) 为了保证生产率, 单独动作的速度比复合动作的速度高。

(3) 挖掘机的左右行走机构要求独立驱动, 以便能够转向; 同时也要能够复合动作(同步动作)以保证行走的直线性能。

(4) 挖掘机的挖掘阻力多变, 且无法事先确定, 故需要自动无级调速, 以保证充分利用发动机的功率。

(5) 要求液压系统安全可靠, 各个作业液压缸具有良好的过载保护, 回转机构和行走机构要有可靠的制动和限速措施。

(6) 为了减轻司机的操作疲劳, 最好采用先导操作或电液伺服操作。

### 8.5.2 挖掘机液压系统的工作原理

液压系统分为开式系统和闭式系统, 开式系统结构简单, 油箱容积大、散热好。挖掘机作业执行机构工作频繁, 要求系统流量大, 导致大量发热, 因此其液压系统一般采用开式系统; 挖掘机的工作状况决定了负载变化范围很大, 所以一般采用恒功率变量泵, 使其随着负载变化自动改变流量和压力, 以适应经常变化的负载; 挖掘机液压系统是多泵变量系统。

YW-60 型挖掘机挖掘时有复合动作的要求: 铲斗 5 和斗杆 3 (见图 8-9) 同时动作、满斗提升和回转过程中又要求动臂 1 与回转马达同时动作, 以提高生产率; 而这些做复合动作的执行机构还要保持各自的独立性(单独动作)。常用的复合动作除铲斗-斗杆、动臂-回转之外, 还有左行走-右行走、动臂-斗杆。系统中的两个泵分别向不同的执行机构供油时进行复合动作, 向同一个执行机构供油时实现快速动作。

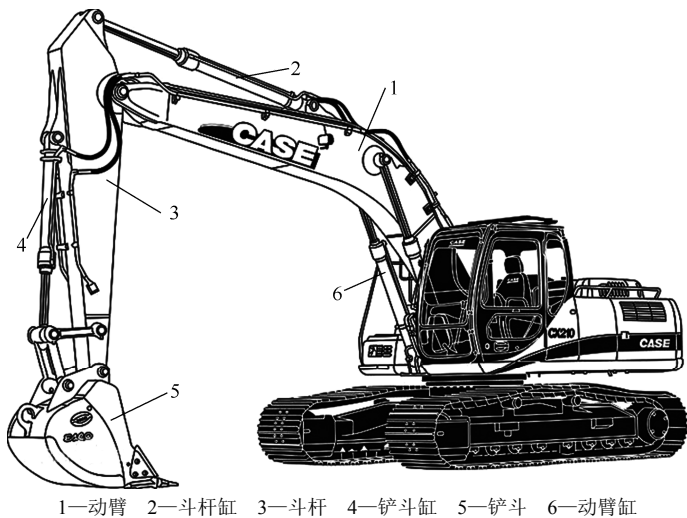
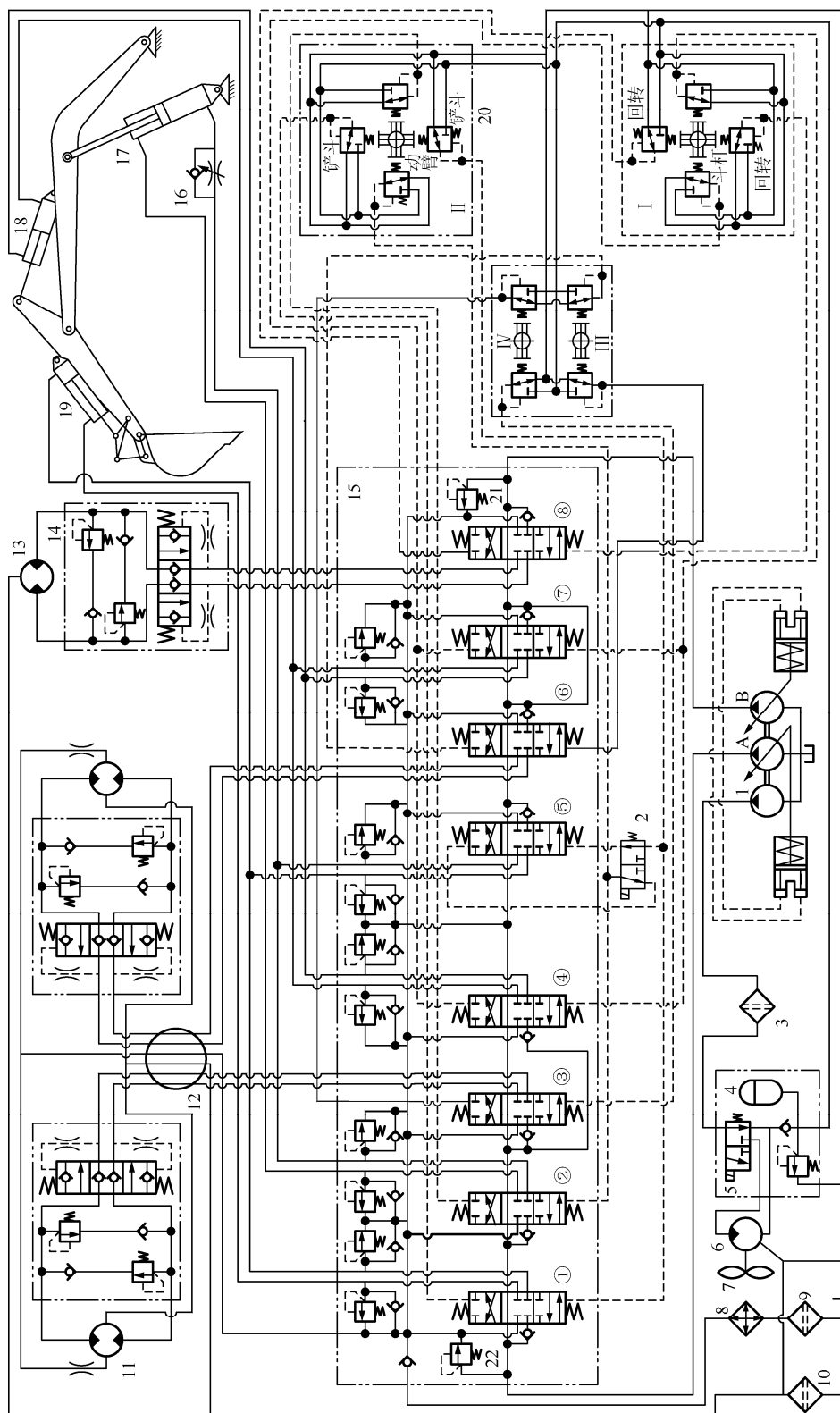


图 8-9 挖掘机的组成

挖掘机每个执行机构由一个换向阀操纵换向, 多个换向阀组成多路换向阀。该液压系统(见图 8-10)使用两组多路换向阀, 一组多路换向阀(由泵 A 供油)分别控制: ①铲斗液压缸、②动臂液压缸、③左行走马达、④斗杆液压缸; 另一组多路换向阀(由泵 B 供油)分别控制: ⑤铲斗缸和动臂缸、⑥右行走马达、⑦斗杆液压缸、⑧回转马达。

挖掘机液压传动系统分三部分: 工作装置及回转机构液压回路、冷却回路和先导控制回路。



1—操纵液压泵 2—合流阀 A、B—双联液压泵 3、9、10—滤油器 4—蓄能器 5—电磁阀 6—冷却用液压马达 7—冷却风扇 8—散热器 11—行走马达 (两个)  
12—中心回转接头 13—回转马达 14—缓冲补油限速阀 15—多路换向阀 16—单向节流阀 17—动臂缸 18—斗杆缸 19—斗缸 20—手动减压阀式先导阀 21、22—安全阀

图 8-10 YW-60 型挖掘机液压系统

## 1. 工作装置及回转机构液压回路

在两个主泵（泵 A、B）的供油路上分别有阀 21、22 作安全阀；在每个执行机构的回油路上都有过载补油阀，它可避免换向运动部件停顿时产生剧烈冲击压力，同时当液压缸一腔出现负压时，还可以通过单向阀补油；在每个马达油路中都装有缓冲补油限速阀，以防止执行机构换向或突然停止时的压力冲击，并通过换向阀从主油路中充分补油；为了配合换向阀⑤设置了合流阀 2，使泵的压力油通过换向阀⑤在动臂大腔或铲斗大腔之间切换，以实现铲斗快速挖掘或动臂快速提升。

（1）挖掘机行走。同时将手柄Ⅲ、Ⅳ向左推（见图 8-10），相应左边两个减压阀输出控制压力油，使换向阀③和⑥换到下位，A、B 两泵输出的压力油分别通到左右行走马达，行走马达驱动履带转动，挖掘机向行驶。油路循环路线如下。

A 路进油：油箱→泵 A→阀①（中位）→阀②（中位）→阀③（下位）→限速阀（上位）→左行走马达；

A 路回油：左行走马达→限速阀（上位）→阀③（下位）→背压阀→散热器 8→滤油器 9→油箱；

B 路进油：油箱→泵 B→阀⑧（中位）→阀⑦（中位）→阀⑥（下位）→限速阀（上位）→右行走马达；

B 路回油：右行走马达→限速阀（上位）→阀⑥（下位）→背压阀→散热器 8→滤油器 9→油箱。

把手柄Ⅲ、Ⅳ向右推即可实现挖掘机的倒退行驶；如果只操作一个手柄，挖掘机动作是绕一边的履带转弯。

（2）回转台回转。把手柄 I 推向下边（见图 8-10），相应的减压阀输出控制压力油，推动换向阀⑧到图中的下位，B 泵输出的液压油到回转马达，挖掘机的回转台回转，油路的循环路线为：

进油：油箱→泵 B→阀⑧（下位）→限速阀（左位）→回转马达 13；

回油：回转马达 13→限速阀（左位）→阀⑧（下位）→背压阀→散热器 8→滤油器 9→油箱。

如果向相反方向操作这个手柄（图中向上），挖掘机转台将向相反的方向回转。

（3）斗杆的操作。将手柄 I 推向左边（见图 8-10），相应的减压阀输出控制压力油，推动换向阀④、⑦到图中的上位，油路的循环路线如下。

A 路进油：油箱→泵 A→阀①（中位）→阀②（中位）→阀③（中位）→阀④（上位）→斗杆缸 18 大腔；

A 路回油：斗杆缸 18 小腔→阀④（上位）→背压阀→散热器 8→滤油器 9→油箱；

B 路进油：油箱→泵 B→阀⑧（中位）→阀⑦（上位）→铲斗缸 18 大腔；

B 路回油：斗杆缸 18 小腔→阀⑦（上位）→背压阀→散热器 8→滤油器 9→油箱。

由此产生的动作是斗杆缸伸出；向相反的方向操作手柄使斗杆缸缩回。

（4）动臂的操作。将手柄Ⅱ向左推（见图 8-10），同时阀 2 通电换到左位，相应的减压阀输出控制压力油，推动换向阀②到图中的下位、换向阀⑤到图中的上位，油路的循环路线如下。

A 路进油：油箱→泵 A→阀①（中位）→阀②（下位）→动臂缸 17 大腔；

A 路回油：动臂缸 17 小腔→阀②（下位）→背压阀→散热器 8→滤油器 9→油箱；

B 路进油：油箱→泵 B→阀⑧（中位）→阀⑦（中位）→阀⑥（中位）→阀⑤（上位）→动臂缸 17 大腔；

产生的动作为提升动臂；向右操作手柄 II，动臂放下。

（5）铲斗的操作。向下推手柄 II（图 8-10 所示），同时阀 2 电磁铁断电，相应的减压阀输出控制压力油，推动换向阀①、⑤到图中的下位，油路的循环路线如下。

A 路进油：油箱→泵 A→阀①（下位）→铲斗缸 19 大腔；

A 路回油：铲斗缸 19 小腔→阀①（下位）→背压阀→散热器 8→滤油器 9→油箱；

B 路进油：油箱→泵 B→阀⑧（中位）→阀⑦（中位）→阀⑥（中位）→阀⑤（下位）→铲斗缸 19 大腔；

产生的动作为收斗；向上操作手柄 II，铲斗放下。

### 2. 冷却回路

回油总管装有风冷式散热器 8，冷却风扇 7 由液压马达 6 带动，风扇由装在油箱内的温度传感器（图中未显示）及油路上的二位三通电磁阀 5 控制，用小流量操纵液压泵 1 供油，构成单独的冷却回路。当油温超过一定数值时，油箱内的温度传感器发出信号，使电磁阀 5 通电接通液压马达 6，马达带动风扇旋转，回油总管的回油被强制制冷。反之，电磁阀断电，风扇停转，液压油保持适当的温度范围，并节省风扇功率。

### 3. 先导控制回路

该挖掘机液压系统操作方式采用了手动减压阀式先导操作，该操作回路和冷却回路共用一个小流量液压泵 1，压力为 1.4~3MPa。操纵先导阀手柄到不同方向和位置，可以使其输出控制压力油在 0~2.5 MPa 压力范围内变化，手柄操纵力不大于 30N，这样不仅操作轻便、有力和位置的感觉，而且可以有效地控制多路换向阀的开度和换向。

野外工作不可预知因素很多，为了保险起见，使发动机出现故障时仍能操作工作机构，在操作回路中设置蓄能器 4 作为应急能源，以便在液压泵突然不工作时执行机构能完成动作。

### 8.5.3 YW-60 型挖掘机液压系统的特点

（1）该系统采用液压联系的总功率变量泵，能充分利用发动机的功率；

（2）操作方式是手动减压阀式先导操作，操作更轻便、准确；

（3）系统中除了设置安全阀之外，工作装置的液压缸设置了双向过载补油阀，马达设置了缓冲补油限速阀，可以提高系统工作安全性；

（4）系统中的背压阀，不仅使系统能够承受一定负方向载荷，而且防止系统进入空气，减少执行机构的爬行现象，提高执行机构工作稳定性，还可以在执行元件制动时充分补油，同时为马达的预热提供了可能。

（5）系统设置独立液压泵给操作油路提供压力油，同时还有蓄能器作为应急动力源，保证了操作的可靠性。

## 8.6 带钢张力电液伺服控制系统

电液伺服系统一般用在位置控制、速度控制、力控制或其他物理量的控制方面，以实

现仿形加工、放大（助力器）、同步运动等场合，尤其在要求高精度、快速响应的装置中得到了广泛应用。

本节用冶金工业带钢生产过程中的恒张力控制系统为例说明电液伺服系统的应用。

### 8.6.1 带钢张力电液伺服液压系统的性能要求

带钢是各类轧钢企业为了适应不同工业部门的工业化生产需要而生产的一种窄而长的钢板，又称为钢带，一般宽度在 1300mm 以内。带钢生产过程中需要在热处理炉内进行热处理，这就要求控制钢带的张力为一恒定值，以便连续生产，同时保证带钢的质量。

### 8.6.2 带钢张力电液伺服液压系统的工作原理

如图 8-11 所示为带钢张力控制系统工作原理图。牵引辊组 2 的动力源为直流电动机 M1，牵引钢带前进；M2 为张力辊组 8 的动力源，作为负载牵引钢带，造成张力；带钢张力由牵引辊组 2 和张力辊组 8 确定，检测张力大小由安装在转向辊 4 两侧轴承上的力传感器完成。

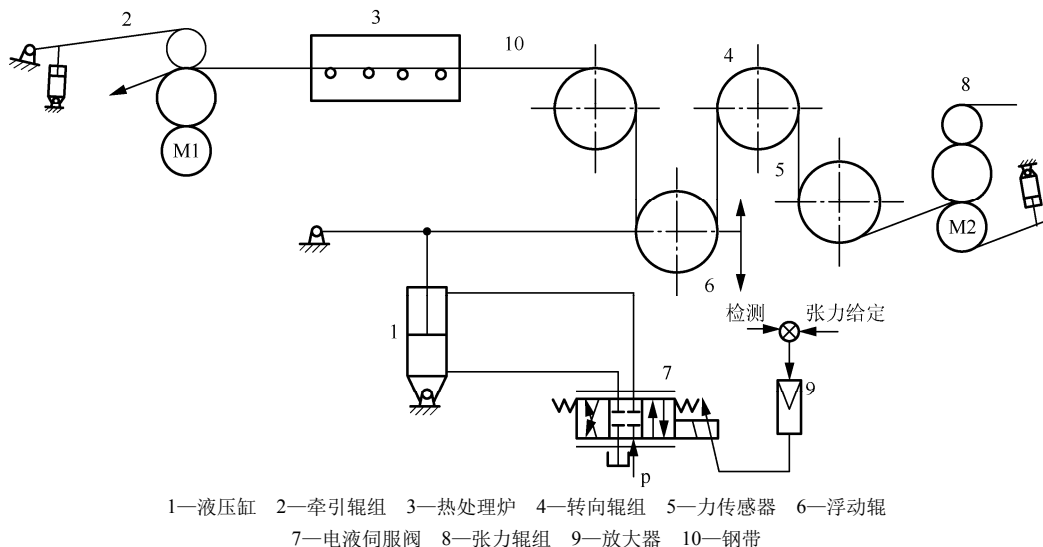


图 8-11 带钢液压张力控制系统原理

当张力由于某种原因发生波动时，力传感器把检测到的信号平均值与给定信号作比较。当出现偏差信号时，信号由电放大器 9 放大后输入给电液伺服阀 7：如果张力增大，偏差信号使电液伺服阀 7 换到左位并保持一定开口量，这样液压泵向液压缸 1 大腔供油而液压缸活塞上移，使浮动辊 6 上移，从而张力减小，并达到预定值；当张力减小时，产生偏差信号使电液伺服阀控制液压缸活塞向下移动，从而张力增大并达到预定值；如果实际张力与给定值相等，则偏差信号为零，电液伺服阀保持常态，液压缸不动，浮动辊保持在预定位置。

### 8.6.3 带钢张力电液伺服液压系统的特点

该系统电液伺服阀的高精度、快速反应，保证了钢带张力符合预定设计要求，是恒值力控制系统；使带钢质量得到保证。

## 本章小结

分析任何液压传动系统，首先要正确阅读液压传动原理图，这就需要在熟悉各种液压元件的工作原理、功用和特性，熟悉各种基本回路，熟悉各种控制方法和符号基础之上，掌握分析的步骤和方法。本章通过对六个典型的、实际生产中应用的液压系统的分析，熟悉了对液压系统进行分析的步骤和方法，并明确了系统所具有的特点，尤其注意基本回路在一个复杂液压系统中的应用。

## 思考与练习

8-1 对下面的液压系统图（见图 8-12）写出各元件名称，填写电磁铁动作循环表，并评述这个液压系统的特点。

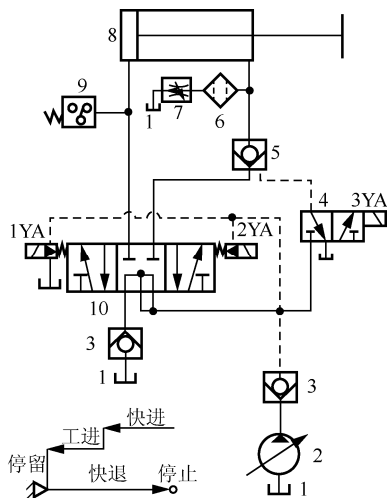


图 8-12 习题 8-1

电磁铁动作循环表

动作名称	电磁铁工作状态		
	1YA	2YA	3YA
快进			
工进			
停留			
快退			
停止			

注：电磁铁吸合“+”；电磁铁断开“-”

# 第 9 章 液压传动系统的设计计算



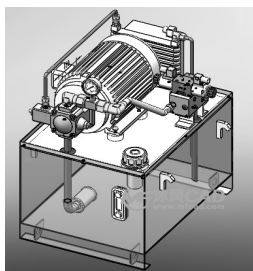
## 教学要求

通过本章的学习，了解和掌握液压系统的设计步骤和方法。

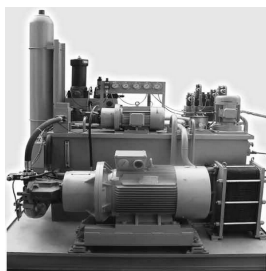
## 引 例

通过前几章的学习，我们已经初步掌握了液压与气压传动基本知识、液压系统五大组成部分的构造原理特点适用条件、液压基本回路和几种典型机械的液压系统等知识。然而，学以致用是本专业课学习的另一重要任务，本章就此内容和知识加以介绍。例图 9-1~例图 9-4 是常见的液压系统。

液压传动系统的设计计算一般需要在分析主机的工作循环、性能要求等条件基础之上，经过多方分析比较和确定方案之后，才能开始液压传动系统的设计任务。实际操作时必须依照具体情况，先对其机械、电气、液压和气动等传动形式进行全面的比较和论证，确定预案，力争有机地结合各种传动形式，充分发挥液压传动的优势，从必要性、可行性和经济性等几个方面综合确定方案。所以一般应该满足从实际出发，重视调查研究，注意吸取国内外先进技术，力求设计符合结构简单、体积小、重量轻、安全可靠、维护方便、经济性好等设计原则。



例图 9-1 液压站



例图 9-2 液压系统



例图 9-3 （卡车）气压工作系统



例图 9-4 液压试验台

## 9.1 液压系统设计的内容与要求

理想设计方案的产生首先要明确具体的设计内容和设计要求,以便于合理、高效利用相应设计资源。

### 9.1.1 设计的内容和技术要求

#### 1. 设计的内容

液压传动系统的设计一般可分为两大部分内容。

(1) 系统的功能原理设计。包括系统功能设计、组成元件设计和液压系统设计验算等三个环节。其主要任务是以液压系统原理图的方式确定完成满足主机任务要求的液压传动系统方案。

(2) 系统的结构设计。包括液压装置及电气控制装置的设计等内容。其要求是完成液压传动产品的工作图样和有关技术文件资料,为后续制造、组装和调试液压系统工作过程提供依据。

液压传动系统设计主要包括如下内容。

- (1) 确定液压执行元件的形式。
- (2) 进行工况分析,确定系统的主要参数。
- (3) 制定基本方案,拟定液压系统原理图。
- (4) 选择液压元件。
- (5) 液压系统的性能验算。
- (6) 绘制工作图,编制技术文件。

#### 2. 技术要求

液压系统的设计过程相对灵活,有些设计内容可以并列进行;还有些部分必须按顺序设计执行。其中有些内容与步骤甚至可以省略和从简。设计步骤可以根据具体设计条件而定,指导原则是灵活、高效和合理分配资源等。

液压设备主机的技术要求是设计液压系统的原始依据和出发点。设计者在制定基本方案并着手下一步液压系统各部设计之前,一定要充分调查、仔细研究。通常而言,应该包括以下几个方面的信息:

- (1) 液压系统对主机的工作性能要求。

明确主机的用途、布局结构、使用条件、技术特性等,以确定机构采用的液压传动方式、执行元件形式和数量及其工作范围、尺寸、质量和安装等限制条件等。

- (2) 机器的循环时间、执行元件的动作循环与周期及机构运动之间的连锁和安全要求。
- (3) 原动机类型及其功率、转速和转矩特性。

(4) 工作环境条件,如室内和室外、温度、湿度、尘埃、冲击振动、易燃易爆及腐蚀情况等。

- (5) 限制条件,如压力脉动、冲击、振动噪声的允许值等。

- (6) 对尘埃、防暴、防寒、噪声、安全可靠性的要求。



(7) 经济性要求，如投资费用、运行能耗和维护保养费用等。

9.1.2 液压系统的设计步骤

1. 明确设计要求

进一步确定和明晰技术要求（整机对液压系统的要求）等信息，如整机的动作要求（哪些动作由液压传动来实现；动作之间的连接关系；自动循环过程、转换方式及自锁要求等）；整机的性能要求（液压系统的各执行元件在各工作阶段所需要的负荷、速度方向大小、调速范围、速度的平稳性及循环周期）；液压系统的工作环境要求（温度、湿度、振动、毒性、污染、腐蚀性和易燃易爆性等）；其他要求（如液压装置外形尺寸、重量、防爆和经济性）。

2. 系统工况分析

所谓液压系统工况分析就是对液压系统各执行元件在工作过程中的速度和负载等主要工作参数的变化规律进行分析，并通过工况分析可以进一步明确和量化整机在性能等方面的各项要求。包括液压执行元件的动力分析和运动分析两部分。其目的是分析运动过程的本质，查明每个执行器在工作状态下参数随时间延续而产生的变化规律、确定最大负载和最大速度重要节点等。这也是确定液压系统主要参数的重要依据。

1) 运动分析

运动分析过程主要研究在实际工作过程中所设计的各个工作机构根据设计工艺要求应以什么样的运动方式和运行规律完成工作循环。如液压执行元件在工作过程中要经历的启动、加速、恒速、减速和制动等过程；工作循环中机构的运动速度、加速度等变化规律、行程范围及循环周期等。并在此基础上绘制位移-时间循环图或速度-时间循环图等工作循环图。

常用液压执行元件的类型见表 9-1。

表 9-1 常用液压执行元件的类型

执行元件名称		工作特点	适用场合
液压缸	双杆活塞缸	两个方向的输出力、输出速度相同 活塞杆受力状态相同	双向工作的往复运动
	单杆活塞缸	两个方向的输出力、输出速度不同 杆受力状态不同 采用差动连接方式时可实现快速运动	往复不对称直线运动
	柱塞缸	结构简单	长行程、单向工作
	摆动缸	单叶片缸工作转角（范围）小于 300° 双叶片缸工作转角（范围）小于 150°	往复摆动运动
马达	齿轮	结构简单、体积小、惯性小	高速小转矩回转运动
	叶片马达		
	轴向柱塞马达	转矩大、运动平稳、转速范围宽	大转矩回转运动
	径向柱塞马达	转矩大、转速低、结构复杂	低速大转矩回转运动

2) 负载分析

所谓负载分析就是通过相关计算确定各液压执行元件的负荷大小、速度和方向，并进一步分析各执行元件在工作过程中可能会发生的振动、冲击及过载能力等工况。

首先需要区分开作用在执行元件上的负载是属于约束性负载还是动力性负载类型。

动力性负载的方向与执行元件的运动方向无关, 并且其大小随外界约束等条件的不同而不同。执行元件所承受的动力性负载大约可以分为两种类型: 一类是动力性负载方向与执行元件运动方向相反, 起着阻止执行元件运动的作用, 称为阻力负载 (正负载); 另一类是动力性负载方向与执行元件运动方向一致, 称为超越负载 (负负载)。超越负载变成驱动力时, 执行元件要维持匀速运动, 其中的工作介质会产生阻力功, 形成足够的阻力来平衡超越负载产生的驱动力, 这就要求系统应具有平衡和制动功能。重力是一种典型的动力性负载, 重力与执行元件运动方向相反时是阻力负载; 与执行元件运动方向一致时是超越负载。设计时对于负载变化规律复杂的系统应该画出负载循环图。

约束性负载的特征是其作用力方向与执行元件的运动方向相反, 对执行元件的运动起阻止作用。例如摩擦阻力、黏性等即为约束性负载。

执行元件的负载大小可由主机规格确定, 也可采用实验方法或理论分析计算确定。理论分析确定负载时, 必须仔细考虑各执行元件在一个循环中的工况及负载类型; 而各种摩擦负载及惯性负载的计算可根据有关定律或查阅相关的设计手册。

工作目的不同, 系统负载特点就不同。如何进行负荷分析对液压系统的设计优化十分重要。例如, 对机床工作台而言其分析的重点为工作负载与各工序之间的时间关系; 而对于工程机械而言, 其作业机构的负荷重点为重力在各个工作位置上的作用状况、负载力体系与位置关系。

#### (1) 液压缸的负载计算。

一般说来, 液压缸承受的动力性负载分为工作负载、惯性负载、重力负载; 约束性负载有摩擦阻力、背压负载、液压缸自身的密封阻力等多种。分别以符号  $F_w$ 、 $F_m$ 、 $F_g$ 、 $F_f$ 、 $F_b$  和  $F_{sf}$  表示。则其总作用力大小  $F$  为

$$F = \pm F_w \pm F_m \pm F_f \pm F_g \pm F_b \pm F_{sf} \quad (9-1)$$

式中  $F_w$  ——工作负载;

$F_m$  ——惯性负载;

$F_g$  ——重力负载;

$F_f$  ——摩擦阻力;

$F_b$  ——背压负载;

$F_{sf}$  ——密封摩擦阻力。

##### ① 工作负载 $F_w$ 。

工作负载的大小和方向与主机的工作性质有关, 可能是常数, 也可能是变量。分析时通常视之为时间的函数, 即  $F_w = f(t)$ 。一般情况下工作负载根据具体设计要求分析而定。

##### ② 惯性负载 $F_m$ 。

惯性负载是运动部件在启动 (加速) 或制动 (减速) 过程中所产生的惯性力, 其作用力大小可根据牛顿第二定律求得:

$$F_m = ma = m \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (9-2)$$

式中  $m$  ——运动部件总质量;

$a$  ——加速度;

$\Delta v$  ——在  $\Delta t$  时间内速度的改变量;

$\Delta t$  ——启动（或制动）的延续时间。普通机械系统可以取 0.1~0.5s；行走机械系统取 0.5~1.5s；机床运动系统取 0.25~0.5s；机床进给系统取 0.05~0.2s。工作部件较轻或运动速度较低时取小值。

### ③ 导向摩擦阻力 $F_f$ 。

摩擦阻力是指液压缸驱动工作机构工作时所需克服的导轨摩擦阻力，其作用力的大小与工作机构形式、工作方式等有关。

对于平面导轨

$$F_f = \mu(mg + F_N) \quad (9-3)$$

对于 V 形导轨

$$F_f = \frac{\mu(mg + F_N)}{\sin(\alpha/2)} \quad (9-4)$$

式中  $F_N$  ——作用在导轨上的垂直载荷；

$\alpha$  ——V 形导轨夹角，通常取  $\alpha = 90^\circ$ ；

$\mu$  ——导轨摩擦阻力系数。

### ④ 重力负载 $F_g$ 。

工作部件的自重。当工作部件水平放置时， $F_g = 0$ 。

### ⑤ 背压负载 $F_b$ 。

液压缸运动时必须克服回油侧压力所形成的反向阻力

$$F_b = p_b A_2 \quad (9-5)$$

式中  $A_2$  ——液压缸回油腔有效工作面积；

$p_b$  ——液压缸工作时的背压。若液压缸具体结构参数尚未确定，可按经验估值。一般遵循的原则如下：对于中低压系统及轻载节流调速系统取 0.2~0.5MPa；在回油侧有调速阀或背压阀的系统取 0.5~1.5MPa；采用补油泵补油的闭式系统取 1.0~1.5MPa；而采用多路阀的复杂中高压工程机械系统取 1.2~3.0MPa。

### ⑥ 密封阻力 $F_{sf}$ 。

液压缸在工作时还必须克服其内部密封装置产生的摩擦阻力。其大小与密封装置的类型、工作压力及液压缸的形式相关。为简化计算，一般将它计入液压缸的机械效率  $\eta_m$  中考虑，通常取  $\eta_m = 0.90 \sim 0.97$ 。

### (2) 液压缸在运动循环各阶段的负载计算。

液压缸的工作过程可分为启动、加速、恒速、减速制动等，故不同阶段或不同时期负荷计算分别如下：

$$\text{启动时} \quad F = (F_f \pm F_g) / \eta_m \quad (9-6)$$

$$\text{加速时} \quad F = (F_m + F_f \pm F_g \pm F_b) / \eta_m \quad (9-7)$$

$$\text{恒速运动时} \quad F = (\pm F_w + F_f \pm F_g \pm F_b) / \eta_m \quad (9-8)$$

$$\text{减速制动时} \quad F = (\pm F_w - F_m \pm F_f \pm F_g \pm F_b) / \eta_m \quad (9-9)$$

### (3) 工作负载图。

若系统工作过程比较复杂，如有多个执行元件同步（或分别）完成不同的工作循环，则非常有必要按上述各阶段计算总负载力，并根据计算结果及其工作过程同比例绘制液压

缸的速度-时间图 ( $v-t$ ) 或负载时间 ( $F-t$ ) 图等, 如图 9-1 所示。

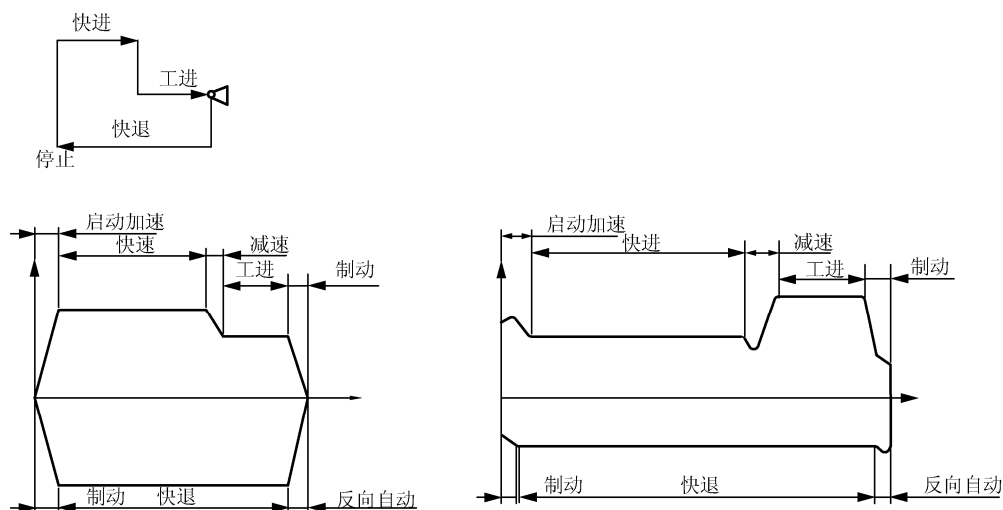


图 9-1 某机床动力滑台的运动分析图及负载-位移(时间)曲线

## (4) 执行元件参数的确定。

液压缸工作压力的选择应该结合实际情况而定。一般而言, 在工作负载一定的条件下, 工作压力数值低, 则(直径)和重量就会相应变大, 机构尺寸大、经济性差; 若工作压力数值大, 虽能减小元件尺寸, 但对元件的性能(承压能力等)、质量和密封要求就会提高, 反而可能使成本增加, 容积效率下降。故确定和优化该参数值十分重要。

初选液压缸的工作压力, 可根据液压缸的总负荷及液压设备的类型参照表 9-2 和表 9-3 选定。

表 9-2 各类液压设备常用系统压力

设备类型	机 床				农业小型机械	起重、运输等重型机械
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床		
工作压力/MPa	0.8~2	3~5	2~8	8~10	10~16	20~32

表 9-3 依据负荷选择系统压力

负荷/kN	5 以下	5~10	10~20	20~30	30~50	50 以上
工作压力/MPa	0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	5 以上

执行元件不同, 工作参数也不同。执行元件主要有液压缸和马达两大类, 见表 9-1。对于液压缸来说, 其几何参数是有效工作面积  $A$ ; 而对于液压马达来说就是排量  $V$ 。

液压缸有效工作面积  $A$  计算公式如下。

$$A=F/p \quad (9-10)$$

式中  $F$ ——液压缸的工作负载, N;

$p$ ——液压缸工作压力为, Pa。

液压缸的缸筒内径  $D$  及活塞直径依据  $A$  来确定。

当工作速度很低时, 需要液压缸最低运动速度的要求, 验算液压缸的有效作用面积  $A$ , 即应满足条件

$$A \geq \frac{Q_{\min}}{v_{\min}} \quad (9-11)$$

式中  $Q_{\min}$  ——流量阀的最小稳定流量, L/min 可从流量阀产品目录上查得;  
 $v_{\min}$  ——液压缸的最低运动速度, m/s。

### (5) 绘制液压执行元件工况图。

根据负载图(或负载转矩图)和液压执行元件的有效工作面积(或排量)就可绘制液压执行元件的工况图,即压力图、流量图、功率图。如图 9-2 所示为某组合机床液压缸工况图。根据工况图可以直观、方便地找出最大工作压力、最大流量和最大功率,根据这些参数即可选择液压泵、液压阀及其电动机。

## 3. 拟定液压系统原理图

拟定液压系统原理图是液压系统设计过程中的重要一环。首先需要根据整机的性能和动作要求选择基本回路,其次在此基础上增加可以提高安全性与经济性的辅助回路,进而才可能组建一个较完善的液压系统。

### 1) 液压回路的选择

在液压系统设计中,调速回路通常是系统的核心组成部分。因为系统回路中的其他组成部分往往需要在调速方案确定之后方能决策。

#### (1) 调速方案的选择。

调速方案主要根据调速范围、功率大小、低速稳定性、可以的温升以及经济性等因素来制定。一般来说,节流调速机构的特点是结构简单、低速稳定性好;但系统效率低,仅适用于小功率、温升限制不严的场合下使用;在功率较大的中高压系统中,为节约能源,大多采用容积调速;若必须同时满足节能和低速稳定性要求,则可优先选用容积节流调速方式。

#### (2) 油路循环方式和油源结构形式的选择。

主要取决于调速方案。通常节流调速、容积节流调速采用开式油路;容积调速则采用闭式油路。节流调速大都采用定量泵供油,而容积节流调速和容积调速则通常采用变量泵供油。

#### (3) 系统中其他部分的选择。

回路中的其他问题,如换向、压力控制等回路问题的确定与供油方式有关。换向控制回路主要根据自动化程度、换向性能及通过流量和压力的大小等确定;压力控制回路或由调速回路(如节流调速系统中的压控回路和卸荷回路,容积调速回路中的限压制回路可视系统的具体要求)而定,或同时选择保压回路、平衡回路等。

若执行元件要求自动完成其工作循环,一般可以考虑采用行程控制方式。这样既可使动作紧凑可靠,又能够简化系统。

对于有多执行元件的系统,需要特别注意区分各工作部件的工作顺序、同步协调性,以及相互干涉等问题。

### 2) 液压系统的形成

液压系统的最终定型需在液压基本回路确定之后综合液压系统总体情况具体而定。并

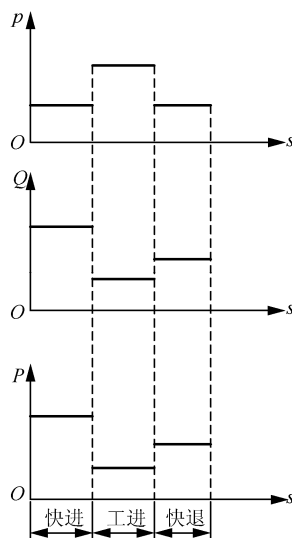


图 9-2 液压缸工况图

且考虑以下几点。

- (1) 防止回路间的互相干扰问题。
- (2) 协调系统各部件工作（如合理利用公共资源、提高系统效率合理布局各部件之间位置等）。
- (3) 防止液压系统气蚀、液压冲击等。
- (4) 进一步优化设计。

### 4. 绘制工作图和编制技术文件

#### 1) 绘制工作图

(1) 液压系统原理图。液压系统原理图应附有液压元件明细表，表中标明各液压元件的型号和压力阀、流量阀的工作参数调整值；画出执行元件工作循环图，并列出相应电磁铁和压力继电器的工作状态表。

(2) 液压系统装配图。液压系统装配图包括泵站装配图、集成油路装配图、管路装配图。

(3) 非标准的装配图和零件图。

#### 2) 编制技术文件

液压系统设计的技术文件包括液压系统设计计算书和使用说明书、零部件目录表、标准件、通用件和易损件总表等。

### 9.1.3 液压系统组成元件选型设计

液压系统的组成元件包括标准元件和专用元件两大类。在能够满足系统性能要求的前提下，应尽量选用标准液压元件，以节省开支和提高设备使用效率。选择液压元件时应从以下四个方面进行考虑。

(1) 应用方面。应用方面应考虑的因素很多。如主机的类型（工业设备、行走机械等）、原动机的特性、环境情况（温度、湿度、工作地点的尘埃状况等）、安装形式、货源情况及维护要求等。

(2) 系统要求方面。压力和流量的大小、工作介质的种类、循环周期、操纵控制方式、冲击振动情况等。

(3) 经济方面。元件设备的使用量、购置及更换成本、货源情况及产品价格、质量和信誉等。

(4) 其他。应尽量采用标准化、通用化及货源供应条件好（如距离近）的供应商，以期尽量降低成本，便于维护。

### 1. 液压泵的确定

#### 1) 确定液压泵的最大工作压力

液压泵的最高工作压力  $p_p$  可按式 (9-12) 计算确定

$$p_p \geq P_{\max} + \sum h \quad (9-12)$$

式中  $P_{\max}$  ——执行元件的最高工作压力；

$\sum h$  ——总压力损失。初算时，按经验数据选取；一般节流调速和简单的系统，

取 0.2~0.5 MPa；进油路上有调速阀和管路较复杂的系统，取 0.5~1.5 MPa。

## 2) 液压泵最大流量的确定

(1) 当采用单泵向多执行元件系统供油时, 液压泵最大流量  $Q_p$

$$Q_p \geq k_1 \sum Q_{\max} \quad (9-13)$$

式中  $k_1$  ——系统泄漏系数, 一般取  $k_1 = 1.1 \sim 1.3$ , 小流量取大值, 大流量取小值;

$\sum Q_{\max}$  ——同时动作各液压缸所需要流量之和的最大值。

(2) 若系统采用节流调速方式, 而最大供油量又出现在调速时, 则  $Q_p$  还需加溢流阀的最小溢流量  $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ , 主要是考虑保持溢流阀溢流稳压状况。

液压泵的确定需要根据以上两参数具体决定, 即液压泵的最大工作压力  $p_p$  和液压泵最大流量  $Q_p$ 。

所选液压泵的额定压力  $p_N$  为

$$p_N \geq (1.25 \sim 1.6) p_p \quad (9-14)$$

所选液压泵的额定流量  $Q_n$  为

$$Q_n = Q_p$$

(3) 当系统使用蓄能器作辅助动力源时, 液压泵的输出流量应为

$$Q_p = \sum_{i=1}^Z \frac{V_i K}{T_t} \quad (9-15)$$

式中  $Q_p$  ——液压泵的流量,  $\text{L}/\text{min}$ ;

$K$  ——系统泄漏系数, 一般取  $K = 1.2$ ;

$T_t$  ——液压设备工作周期,  $\text{min}$ ;

$V_i$  ——每一液压执行元件在工作周期中的总耗油量,  $\text{L}$ ;

$Z$  ——液压执行元件的个数。

## 3) 液压泵功率的确定

(1) 在工作循环中, 如果液压泵的压力和流量相对恒定, 即  $p-t$ 、 $Q-t$  图变化比较平缓, 则

$$P = \frac{p_p Q_p}{60 \eta_p} \quad (9-16)$$

式中  $P$  ——液压泵的驱动功率,  $\text{kW}$ ;

$p_p$  ——液压泵的最大工作压力,  $\text{MPa}$ ;

$Q_p$  ——液压泵的流量,  $\text{L}/\text{min}$ ;

$\eta_p$  ——液压泵的总效率。齿轮泵取  $0.60 \sim 0.80$ , 叶片泵取  $0.70 \sim 0.80$ , 柱塞泵取  $0.80 \sim 0.85$ 。

(2) 限压式变量泵的驱动功率, 可按流量特性曲线拐点处的流量、压力值计算。一般情况下, 可取  $p_p = 0.8 p_{\text{pmax}}$ ,  $Q_p = Q_n$ , 则

$$P = \frac{0.8 p_{\text{pmax}} Q_n}{60 \eta_p} \quad (9-17)$$

式中  $P$  ——液压泵的驱动功率,  $\text{kW}$ ;

$p_p$  ——液压泵的最大工作压力,  $\text{MPa}$ ;

$Q_n$  ——液压泵的额定流量,  $\text{L}/\text{min}$ 。

(3) 在工作循环中, 如果液压泵的流量和压力变化较大, 即  $p-t$ 、 $Q-t$  曲线起伏变化较大, 则须分别计算出各个动作阶段内所需功率, 驱动功率取其平均功率

$$P = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \cdots P_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \cdots t_n}} \quad (9-18)$$

式中  $t_1$ 、 $t_2$ 、 $\cdots t_n$  ——在一个工作循环中执行每一动作所需的时间, s;

$P_1$ 、 $P_2$ 、 $\cdots P_n$  ——在一个循环中机构执行每一动作阶段内所需的功率, kW。

按平均功率选出电动机功率后, 还要验算每一阶段内电动机超载量是否都在允许范围内。通常, 允许电动机短时间内在超载 25% 的状态下工作。

视具体情况选取合适的液压系统各辅助元件。如油箱、滤油器、蓄能器、油管、管接头、散热器、加热器等液压辅助元件。

### 4) 选择液压泵的规格

根据以上求的  $p_p$  和  $Q_p$  值, 按照系统中拟选的液压泵形式, 从产品样本或手册中选择相应的液压泵。为使液压泵有一定的压力储备, 泵的额定压力一般要比最大工作压力大 25%~60%。泵的额定流量应与计算所需流量相当, 不要超过太多。

## 2. 执行元件的确定

在系统功能设定任务中, 需要确定执行器的种类、数量和动作及主要参数, 以及确定具体的结构形式、规格及安装方式。

### 1) 液压缸

应尽量按如前所述计算内容以确定液压缸结构性能参数, 并从现有标准液压缸产品规格中, 选用所需的液压缸种类。选用时应考虑如下两方面问题。

(1) 从占用空间、质量、刚度、成本和密封性等方面, 对各种液压缸的缸筒组件、活塞组件、密封组件、排气装置、缓冲装置的结构形式进行比较。

(2) 根据负载特性和运动方式等选择液压缸的安装方式, 其主要安装方式有法兰式、中线凸耳式、耳轴式、耳环式、拉杆式、脚架式等, 选择安装方式时尽可能使液压缸只受运动方向上的负载而不受(或少受)径向负载影响, 并具有容易校正、刚度好、成本低、维护性好等特点。

### 2) 液压马达

马达的种类不同, 特性各异, 通常按已确定的液压马达结构性能参数, 在产品手册(或样本)中挑选转速范围、转矩、容积效率、总效率等符合系统要求, 并从占据空间、安装条件、工作机构布置及经济性等方面综合考虑后, 优选其规格型号。低速马达应具备在极低转速下平稳运转等特性; 马达的泄露、负载必须恒定, 要有一定的回油背压和适当的油液黏度。当马达需要带载启动时, 要核对其转矩等是否满足要求。

## 3. 液压控制阀的确定

根据所拟定的液压系统原理图, 以及系统的最高工作压力和通过该阀的最大流量从国家标准液压控制阀产品样本中选配总回路各液压控制阀; 根据分支路的工作压力及通过该阀的最大流量, 选择支路液压阀。要求阀的额定压力和额定流量一般应大于系统最高工作压力和通过该阀的最大流量, 并保有一定的安全裕量(最大可达 20%)。并尽量合理选择安



全裕量，以免引起过热、噪声、振动及损耗等问题。

溢流阀选取应依据泵的最大流量、流量阀流量调节范围等选取，并保证其最小稳定流量能满足工作部件最低稳定速度之要求。

同一工艺目的的液压机械设备，通过液压阀的不同组合使用，可以组成油路结构截然不同的多种液压设计方案。因此，液压阀的合理确定是液压设计中品种规格多、应用灵活广泛、方案较多的部分。

液压阀的选择在整个液压系统设计中的地位很重要。所设计的液压系统，能否按照既定要求正常可靠运行，在很大程度上取决于所采用的各种液压阀的性能优劣及参数是否匹配合理。

(1) 液压阀实际流量。液压阀的实际流量与油路的串并联方式有关。对于采用单活塞杆的液压缸系统，要格外注意活塞外伸和内缩时回油量的不同与变化。

(2) 液压阀的额定压力和额定流量。液压控制阀的额定压力和额定流量一般应与其使用压力和流量相接近。对于可靠性要求较高的系统，阀的额定压力应留有足够的安全余量。对于系统中的顺序阀和减压阀，其通过流量不应过小于额定流量，否则易产生振动或其他不稳定工况。对于流量阀，应核算其最小稳定流量。

(3) 液压阀的安装连接方式。阀的安装连接方式对后续的液压装置结构形式的设计有决定性影响，所以选择液压阀时应与液压控制装置的集成方式一并考虑。

通常液压系统工作流量在 100L/min 以下时，可优先选用叠加阀；系统工作流量在 200L/min 以上时，可优先考虑插装阀。螺纹式插装阀主要适用于小流量系统。

(4) 方向控制阀的选用。对于结构简单的普通单向阀，主要应注意其开启压力的合理选用；对于液控单向阀，为避免引起系统的异常振动和噪声，还应注意合理选用其泄压方式；当液控单向阀的出口存在背压时，宜选用外泄式，其他情况可选内泄式进行选择。

对于换向阀，应注意从满足系统对自动化和运行周期的要求等方面出发，合理选用其操作形式。

应正确选用滑阀式换向阀的中位机能并把握其过渡状态的机能。对于采用双液控单向阀锁紧液压执行元件的系统，应选用 H 形、Y 形中位机能的滑阀式换向阀，以保证液控单向阀可靠复位和液压执行元件良好的锁紧状态。滑阀式换向阀的中位机能在换向过渡位置，不应出现油路完全堵死情况，否则有可能导致系统压力冲击并引起管道爆破等事故。

(5) 压力控制阀的选用。系统需卸载时，应注意卸载溢流阀与外控顺序阀的区别。卸荷溢流阀主要用于装有蓄能器的液压回路中，如果选用一般外控顺序阀，将导致液压泵出口压力时高时低，系统工作失常。先导式减压阀较其他液压阀的泄漏量大，且只要阀处于工作状态，泄漏始终存在，这一点在选择液压泵的容量时应充分注意。同时还应注意减压阀的最低调节压力，应保证其进出口压力差为 0.3~1.0MPa。

(6) 流量控制阀的选用。节流阀、调速阀的最小稳定流量应满足执行元件最低工作速度的要求。为了保证调速阀的控制精度，应保证其在工作时有一定的工作压差。对于环境温度变化较大的工况，应选用温度补偿型调速阀。

(7) 电液控制阀的选用。电液控制阀分电液伺服阀、比例阀和数字阀等不同类型，主要用于控制性能要求较高的场合。目前数字阀可供产品不多，而电液伺服阀主要用于闭环液压控制系统。尽管电液比例阀也可以用于闭环液压系统，但多用于开环液压传动系统中。设计中可根据执行元件的控制要求、控制精度、响应特性、稳定性要求等进行选择。

### 4. 液压辅助元件的确定

辅助元件是液压系统中不可或缺的组成部分,对辅助元件的合理选用将直接影响系统的工作性能。因此,在设计液压系统时,应给予足够的重视。

#### 1) 蓄能器的选择

常用的蓄能器类型是充气式蓄能器,主要包括活塞式和气囊式两种。活塞式蓄能器的额定压力为 20MPa 左右,气囊式额定压力可达 32MPa。蓄能器的选择原则主要包括以下两点:

(1) 确定蓄能器的工作容积和充气压力。由于蓄能器在液压系统中的功用不同,蓄能器的容积和充气压力的选择方法也不同。具体可参见相关设计手册。

(2) 若采用气囊式蓄能器,气囊材质的选择可依据工作介质种类及其工作参数的要求进行选择和确定。

#### 2) 过滤器的选择

过滤器的选择主要是根据液压系统的相关技术要求,合理确定所需过滤器的类型、精度及规格。过滤器的类型、作用及特点等可参见相关液压系统辅助元件设计选择等部分的相关内容。要求所选用的过滤器既能满足系统的滤油要求,又能使过滤器需具有足够的流通能力,滤芯具有足够的强度、抗腐蚀性能且便于清洗与更换等特点。

#### 3) 冷却器的选择

冷却器分为水冷式和风冷式两类。可以根据散热量、工作位置和安装方式等要求选取冷却器。应优先采用水冷式,并保证冷却水在冷却器内的流速不超过 1.2m/s 及液压油通过冷却器时的总压力降小于 0.1MPa。只有在液压系统或工作地点缺乏水源时,才可考虑选用风冷式冷却器。

#### 4) 油管与管接头的选择

常用油管分硬管(钢管和铜管)和软管(橡胶管和尼龙管)两类,选用的主要依据(参数)是液压系统的工作压力、流通量、工作环境要求和液压元件的安装位置等因素。建议优先选用硬管。油管的规格由与之连接的液压元件的对接口规格及相应位置等因素决定。并需要对其中某些重要部位油管的内径和壁厚进行校核验算。

管接头的作用是连接油管与油管或油管与元件,使之成为能够可靠工作的一体。管接头的选择主要考虑密封可靠、具有足够的耐压力、通流量,并力争具备压降小、装卸方便等特点。常用的管接头形式有焊接式、卡套式、扩口式、法兰式和软管用管接头等,其规格品种及参数可参见相关设计手册。

#### 5) 压力表与压力表开关的选择

压力表主要位于液压泵的出口、主要压力控制元件附近等处,以便在工作中进行调节压力及观测控制。压力表测量范围应选择使系统的工作压力位于表量程的三分之二处左右位置附近;安装位置应便于观测。普通液压系统的压力表多为弹簧式。自动控制(或远程控制)液压系统选用电接点式压力表。其特点是在观测系统压力等参数的同时,还可以在系统压力变化超过预设值时发送信号,以控制电动机或电磁阀等元件产生动作,从而实现自动化控制。

为保护压力表,在其前应设置压力表开关,以防止在系统压力突变或压力脉动时造成压力表损坏;在需要测定动态压力的情况下,则可考虑选用压力传感器等元件。

### 6) 油箱容积的确定

初始设计时, 先估算油箱的容量; 系统确定后, 再按散热量等要求进行校核。油箱容量的经验公式为

$$V = \alpha Q_p \quad (9-19)$$

式中  $V$ ——油箱的容量, L;

$Q_p$ ——液压泵每分钟排出压力油的容积, L/min;

$\alpha$ ——经验系数。低压系统通常选 2~4; 中压系统选 5~7; 高压系统选 10~12。

确定油箱尺寸时, 在满足系统供油要求的同时, 还要保证在所有执行元件均处于全部排油状态时, 油箱不能溢出; 以及系统最大充油时, 油箱的油位不能高于上限、低于下限。

### 7) 液压油的选择

根据我国 GB/T 7631.2—2003 液压油 (液) 产品分类标准选择液压油。

## 9.1.4 液压系统的性能验算

液压系统的性能验算通常包括系统的压力损失和发热温升验算等。

### 1. 系统压力损失的验算

#### 1) 阻力计算

系统的压力损失包括管路的沿程压力损失  $p_\lambda$  和局部阻力损失  $p_j$  即

$$\sum p = p_\lambda + p_j \quad (9-20)$$

$$p_\lambda = \lambda \times \frac{L}{d} \times \frac{v^2}{2g} \quad (9-21)$$

$$p_j = \zeta \times \frac{v^2}{2g} \quad (9-22)$$

式中  $\lambda$ ——沿程阻力系数, 与流动状态有关;

$g$ ——重力加速度,  $\text{m/s}^2$ ;

$v$ ——通过管路的流速,  $\text{m/s}$ ;

$L$ ——油管长度,  $\text{m}$ ;

$d$ ——油管内径,  $\text{mm}$ 。

验算液压系统压力损失的目的是正确调整系统的工作压力, 使执行元件输出的参数满足设计要求, 并可根据压力损失的大小分析判断系统设计是否合理。

液压系统压力总损失为

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_\lambda + \sum \Delta p_\zeta + \sum \Delta p_v \quad (9-23)$$

式中  $\sum \Delta p$ ——液压系统压力损失,  $\text{MPa}$ ;

$\sum p_\lambda$ ——管路的沿程损失,  $\text{MPa}$ ;

$\sum \Delta p_v$ ——阀类元件的局部损失,  $\text{MPa}$ ;

$\sum \Delta p_\zeta$ ——管路的局部压力损失,  $\text{MPa}$ 。

其中沿程损失  $\sum p_\lambda$ 、管路的局部压力损失  $\sum \Delta p_\zeta$  根据式 (9-21)、式 (9-22) 进行计算。流经标准阀类元件时的压力损失  $\sum \Delta p_v$  与其额定流量  $q_n$ 、阀的额定压力损失  $\Delta p_n$  和通

过阀的实际流量  $Q$  有关, 其近似关系式为

$$\Delta p_v = \Delta p_n \left( \frac{Q}{Q_n} \right)^2 \quad (9-24)$$

式中  $\sum \Delta p_v$  —— 阀类原件的局部损失, MPa;

$\Delta p_n$  —— 阀的额定压力损失, MPa;

$Q_n$  —— 阀的额定流量, L/min;

$Q$  —— 通过阀的实际流量, L/min。

系统调整压力  $p_p$  必须大于执行元件工作压力  $p_1$  和总压力损失  $\sum \Delta p$  之和, 即

$$p_p \geq p_1 + \sum \Delta p \quad (9-25)$$

式中  $p_p$  —— 液压泵最大工作压力, MPa;

$p_1$  —— 液压执行元件最大工作压力, MPa;

$\sum \Delta p$  —— 总压力损失之和, MPa。

液压系统在各个工作阶段的流量各异, 故压力损失要分开计算。计算时, 通常是把回油路上的各项压力损失折算到进油路上一起计算。如果验算所得到的总压力损失与原估计的压力损失值相差过大, 则应对原设计进行必要的修改。

$$p_j = p_1 + p_2 \quad (9-26)$$

$$p_1 = (0.05 \sim 0.1) p_\lambda \quad (9-27)$$

$$p_2 = p_n \cdot \frac{q}{q_n} \quad (9-28)$$

式中  $p_n$  —— 阀的额定压力损失, MPa;

$Q_n$  —— 阀的额定流量, L/min;

$Q$  —— 阀的实际流量, L/min。

$p_n$  和  $Q_n$  的数值大小可从相应的产品目录中查取。

液压缸回油的压力损失可以折算到进油路上去, 用提高工作压力的办法加以克服和解决。在系统工作循环的不同阶段, 可能会存在进油路和回油路上的压力损失并不相同的情况。处理的办法是分别计算, 再按要求计算出管路系统的总压力损失。

## 2) 压力阀的调整压力

对于定量泵节流调速回路, 溢流阀的调整压力按照工作时泵的工作压力  $p_p$  数值进行调整。

对于双联泵供油系统, 溢流阀调整压力同上; 卸荷阀 (液控顺序阀) 调整压力值则按高于快进、快退时泵的工作压力 (0.5~0.8 MPa) 调整。

减压阀、背压阀、顺序阀的压力值按实际工作需要调整。

## 2. 液压系统总效率的验算

液压系统效率的计算, 主要考虑液压泵效率  $\eta_p$ 、液压执行元件效率  $\eta_m$  及液压回路的效率  $\eta_L$ 。可由下式估算

$$\eta = \eta_p \eta_m \eta_L \quad (9-29)$$

式中  $\eta$  —— 液压系统效率;

$\eta_p$ ——液压泵效率;

$\eta_m$ ——液压执行元件效率;

$\eta_L$ ——液压回路的效率。

液压泵和液压马达的总效率可查产品样本(说明书)。

液压回路效率 $\eta_L$ 可按下式计算

$$\eta_L = \frac{\sum p_i Q_i}{\sum p_p Q_p} \quad (9-30)$$

式中  $\sum p_i Q_i$ ——各执行元件的负载压力和负载流量乘积的总和, kW;

$\sum p_p Q_p$ ——各液压泵供油压力和输出流量乘积的总和, kW。

系统在一个完整的循环周期内的平均回路效率 $\overline{\eta_L}$ 可按下式计算

$$\overline{\eta_L} = \frac{\sum \eta_{Li} t_i}{T}$$

式中  $\eta_{Li}$ ——各工作阶段的液压回路效率;

$t_i$ ——各个工作阶段的持续时间, s;

$T$ ——单周期循环时间,  $T = \sum t_i$ , s。

### 3. 液压系统发热温升的计算

在工作中液压系统除经执行元件向外输出有效功率外, 还存在有一定的损失功率。液压系统能量损失分为压力、容积和机械等三种, 该能量最终将以热量形式损失掉, 同时导致油温、油液黏度变化等一系列影响产生。所以液压系统油液温升必须控制在允许范围内。对不同的液压系统, 因其条件不同, 工作温度范围也不相同。

对于精密机床, 工作机械的总发热量可按下式估算。

$$q_i = P_i - P_o = P_i(1 - \eta) \quad (9-31)$$

式中  $P_i$ ——液压泵的输入功率, kW;

$P_o$ ——液压泵的输出功率, kW;

$\eta$ ——液压系统的总功率, kW。

液压系统所产生的热量部分导致油液和系统温度升高, 部分则经过油箱、冷却器等散发掉。散发到空气中的热量 $q_o$ 可由下式计算。

$$q_o = KA\Delta t \quad (9-32)$$

式中  $K$ ——油箱的散热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。通风条件很差时,  $K=8 \sim 10 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ; 通风条件良好时,  $K=14 \sim 20 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ; 风扇冷却时,  $K=20 \sim 25 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ; 循环水冷却时,  $K=110 \sim 175 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$A$ ——散热表面面积,  $m^2$ ;

$\Delta t$ ——散热两表面温度差,  $^\circ C$ 。

当系统达到热平衡时,  $q_i = q_o$ , 则系统的温升 $\Delta t$ 为

$$\Delta t = \frac{q_i}{KA} \quad (9-33)$$

式中  $q_i$ ——系统吸收的热量。

一般机械允许的油液温升上限为 25~30℃；数控机床低于 25℃；工程机械 35~40℃。

若油箱三边的结构尺寸比例范围为 (1:1:1~1:2:3)，而且油位高度为油箱高的 80% 时，其散热面积的估算公式为：

$$A_t = 0.065 \sqrt[3]{V_t^2} \quad (9-34)$$

式中  $V_t$  —— 油箱有效容积，L。

温升  $\Delta t$  与环境温度之和不应超过油液的最高允许温度。如果超值，必须适当采取增加油箱散热面积或采用散热器等措施来降低油温。

### 4. 液压系统冲击压力估算

压力冲击通常是由管道中高流速液压油速度在极短时间内急剧降低而造成，危害较大。在液压执行元件突然停止运动、换向阀开关动作较快等情形下都可能产生液压冲击，同时伴随剧烈震动和噪声，还可能因为冲击压力过高损坏管路、液压元件等。实际工作中，一般采用估算或者通过实验确定压力冲击数值等办法加以解决。液压系统设计中，一般采用预防措施而不做计算；若有特殊要求，可按第 2 章有关公式进行验算。

## 9.1.5 液压装置的结构设计

进行液压系统的功能原理设计后，即可根据所选择或设计的液压原件和辅件及动作顺序图表进行液压系统的结构设计。结构设计的目的在于选择确定元、辅件的连接装配方案、设计和绘制液压系统产品工作图样，并编制技术文件，为制造、组装和调试液压系统提供依据。

### 1. 液压装置的类型

液压装置按其总体配置方式分为分散配置型和集中配置型两大类型。

#### 1) 分散配置型液压装置

液压装置分散配置是将液压系统的泵及电动机、执行元件、控制阀和辅助原件等分散安装在主机附近等适当位置上。系统中的各组成原件通过油管道逐一连接起来，以满足机械设备的布局、工作特性和操纵等方面的特殊需要。例如金属加工机床所采用配置方式应有利于将机床床身、立柱及底座等支撑件的合理构建（构成的空间兼作液压油箱或安放动力源）及把液压阀等原件安设在机身适当位置以便操纵等。分散配置型液压装置除部分用于固定机械设备外，特别适宜移动式机械设备（如车辆、工程机械等）等组成的液压系统。

分散配置型液压装置的优点是节省安装空间（占地面积）；缺点是元件布置散乱、安装维护工作复杂，动力源的振动、发热等还会对机床工作产生不利影响等。

#### 2) 集中配置型液压装置

该类型液压装置通常是将系统的执行元件安放在主机上，而将系统的动力源、控制及调节装置以及辅助原件等集中在一处组成所谓液压站。通常安装于主机系统外。

采用液压站形式的优点是外形整齐美观、安装维护方便，利于采集和检测电液等工作信号（自动化控制）、可以隔离液压系统振动及发热等现象对主机加工精度的影响等；缺点是占地面积大。特别是对有高强度热源、烟雾和粉尘污染的机械设备，有时需为液压站建立专门的隔离房间或地下室。

此类型设备主要用于固定机械设备及安装空间不受限制的各类机械设备,包括一些小型系统(如金属加工机床及其自动生产线、塑料机械、纺织机械、建筑机械等主机的液压系统)和单件小批的大型系统(如冶金设备、水电工程项目中的有些液压系统)等。

随着液压技术的发展,液压站已成为众多液压系统的典型做法。逐渐成为各类机械设备液压装置结构方案的首选。

## 2. 液压站的类型

液压泵站有多种分类方式。

按液压泵组是否被置于油箱之上有上置式和非上置式类型之分。根据电动机安装方式不同,上置式液压泵站又可分为立式和卧式两种。上置式液压泵站结构紧凑、占地面积小,广泛应用于中小功率液压系统中。非上置式液压泵站按液压泵组安装形式又有旁置和下置之分。非上置式液压泵站中的液压泵组置于油箱液面以下,能有效地改善液压泵的吸入性能,且装置高度低,便于维修,适用于功率较大的液压系统。

按液压泵站的规模大小,可分为单机型、机组型和中央型三种。单机型液压泵站规模较小,通常将控制阀组一并置于油箱面板上,组成较完整的液压系统总成,该类型液压阀站应用较广;机组型液压泵站是将一个或多个控制阀组集中安装在一个或几个专用阀台上,再与液压泵组和液压执行元件相连接,这种液压泵站适用于中等规模的液压系统;中央型液压泵站常被安置在地下室内,以便于降低噪声,保持稳定的环境温度和清洁度。该类液压泵站规模大,适用于大型液压系统。

## 3. 液压控制装置的集成

液压控制装置中按元件的配置形式分为板式配置、叠加式和集成式配置等三种。

(1) 板式配置。板式配置就是把标准元件与其底板用螺钉固定在平板上,元件之间由油路连接。

(2) 叠加式。这种形式是在组合块式基础上发展起来的,不需要另外的连接块,而是以自身阀体作为连接体,通过螺钉将控制阀等元件直接叠合组装在一起而成为系统。

(3) 集成块式。集成式配置是借助某种专用或通用的辅助件,把元件组合在一起。该形式主要依据一定回路可以完成某一固定液压功能做成通用化的六面体集成块,通常集成块的上下两面作为与其他功能块结合。一个较复杂的系统往往由几个集成块组成。

## 4. 绘制正式工作图,编制技术文件

对液压系统修改完善并确定系统设计合理后,便可开始绘制正式工作图和编制技术文件。

### 1) 绘制工作图

所要绘制的工作图应包括以下几种。

(1) 液压系统工作原理图。图上应注明各种元件的规格、型号及压力调整值,画出执行元件完成的工作循环图,列出相应电磁铁和压力继电器的工作状态表。

(2) 元件集成块装配图和零件图。液压件厂能提供各种功能的集成块,设计者只需按要求选用并绘制相应的组合装配图。若无所需的集成块可供选用,则需专门设计。

(3) 泵站装配图和零件图。小型泵站有标准化产品可供选用;但大中型泵站通常需要单独设计,并绘制出其装备图和零件图。

(4) 液压缸和其他采用件的装配图和零件图。

(5) 在管路的安装图上应标明元件在设备上和工作场所的位置和固定方式, 应注明管道的尺寸和布置位置, 各种管接头的形式和规格、管路装配技术等。

### 2) 编写技术文件

需要编写的技术文件一般包括设计(计算)说明书, 零部件目录总表, 标准件、通用件和外购件总表, 技术说明书等。此外, 有时还需要提供操作使用说明书、电气系统设计任务书等。

## 9.2 液压系统 CAD 简介

随着计算机技术的普及和发展, CAD 这门多学科综合性应用技术, 在液压传动领域得以应用是一种必然趋势。液压系统 CAD 是利用计算机绘图系统功能辅助进行液压系统设计、修改等综合设计方法, 已广泛应用到机械制造领域。液压 CAD 系统具有很强的人机交互性、使用方便及扩展性好等优点, 可以大大地提高液压系统设计(计算)效率。

液压传动 CAD 系统的类型很多, 各有其特点和优势。本节着重介绍基于 AutoCAD2000 基础上的液压传动 CAD 系统在液压传动设计等相关技术工作所需要的基础知识。

如前所述, 液压系统设计需完成的主要工作任务包括以下几个方面:

- (1) 明确工况要求, 进行工况分析。
- (2) 确定液压系统的主要参数。
- (3) 选择液压元件。
- (4) 验算液压系统的性能。
- (5) 绘制系统图, 编写技术文件。

其中最关键的工作就是在确定系统参数的基础上完成液压元件选择、系统原理图绘制和技术文件编写等工作任务。

### 9.2.1 液压系统 CAD 运行环境

#### 1. 运行平台

Windows 2000 专业版, 同时可以在 Windows98、Windows me 和 Windows 2000 等操作系统中使用。也可以根据用户需要对功能进行进一步开发。

#### 2. 开发工具

(1) AutoCAD 2000。AutoCAD 是 Autodesk 公司推出的当今最流行的二维绘图软件。因其不但具有强大的二维绘图功能, 如绘图、编辑、剖面线和图案绘制、尺寸标注及二次开发等功能; 而且能提供 AutoLISP、ADS、ARX 作为二次开发的工具。

(2) AutoLISP。AutoLISP 语言是 AutoCAD 直接编程语言。该语言具有语法简单、函数功能强大、编程环境适应性强等优点, 是在需要进一步扩展功能时的理想工具。

(3) Visual LISP。使用 Visual LISP 的目的是为 AutoCAD 提供一个功能强大的集成开发环境, 可以进行编程、程序调试、错误检查等操作。其文本编辑器具有实时监视程序运行状态功能, 如跟踪程序运行时的变量值、检验函数调用时用到的参数值和中断程序运行等。



## 9.2.2 液压系统 CAD 的主要功能模块

液压系统 CAD 除能用于满足液压系统（选型）设计等工作需要外，还同时兼具了 AutoCAD 的文件操作功能和图形修改等功能。

液压 CAD

- 文件处理模块：系统文件的操作和管理
- 图形绘制模块：图形文件的绘制和编辑
- 数值计算模块：液压系统设计数值计算
- 标准元件模块：标准液压元件选取扩容
- 文档处理模块：设计文档的管理与查看

文件处理模块保留了 AutoCAD 的基本功能，用于对系统文件进行管理，如建立、编辑、保存文件等。

图形绘图模块在原有 CAD 绘图命令基础之上增加了液压系统符号的绘制、编辑等专用绘图功能。并且包含液压系统图及各种液压元件（动力元件、执行元件、控制元件、辅助元件）的图形调用、工程图纸的绘制及输出、格式转换、网络发布等功能。

数值计算模块主要用以完成理论计算和参数选择设计计算等工作任务，可以采用可视人机对话方式操作。此部分包含液压缸计算、液压泵计算、液压马达计算、油管计算、油箱等辅助元件的相关计算功能。

标准元件模块为常用液压元件建立了一个可以不断升级和扩充的专用符号图形库。设计人员可以根据设计需要从库内选择相应的标准元件，通过“添加元件”按钮来进行图形设计编辑工作。此模块包含各种液压缸、液压泵、液压马达、压力阀、流量阀、方向阀、辅助元件的标准件库等，用户可以根据需要选择调用。

文档文件处理模块除具有保存、查看、传送、打印设计文档（文件）功能外，还具有超链接、记事本等辅助功能，以便于设计人员进行查找和储存资料和参考文献等工作之用。

以上五个模块均可采用多种操作方式，可供用户选择。如下拉菜单、工具条、图标菜单等，如图 9-3、图 9-4 和图 9-5 所示。

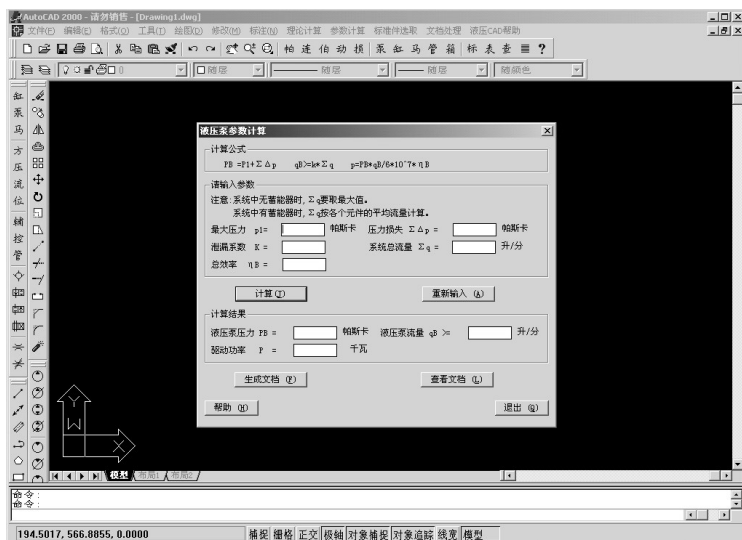


图 9-3 数值计算模块

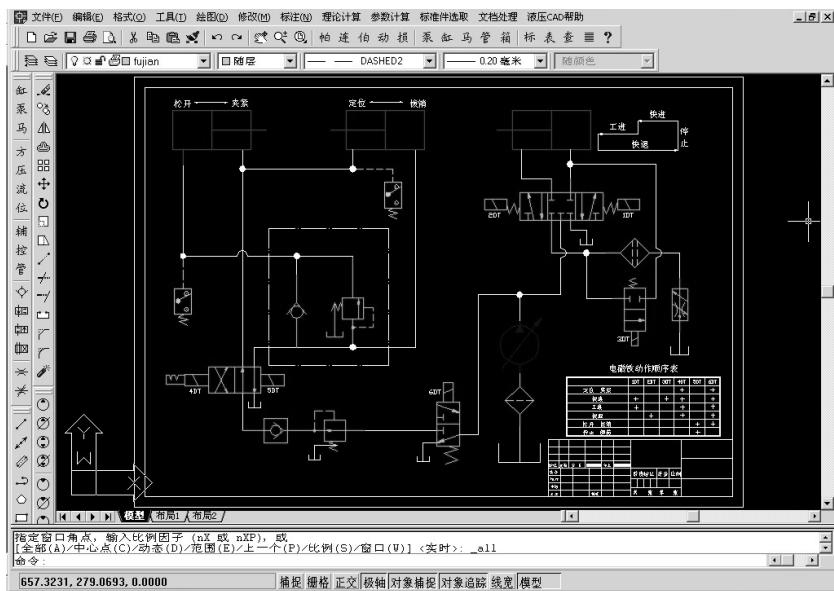


图 9-4 图形绘制模块

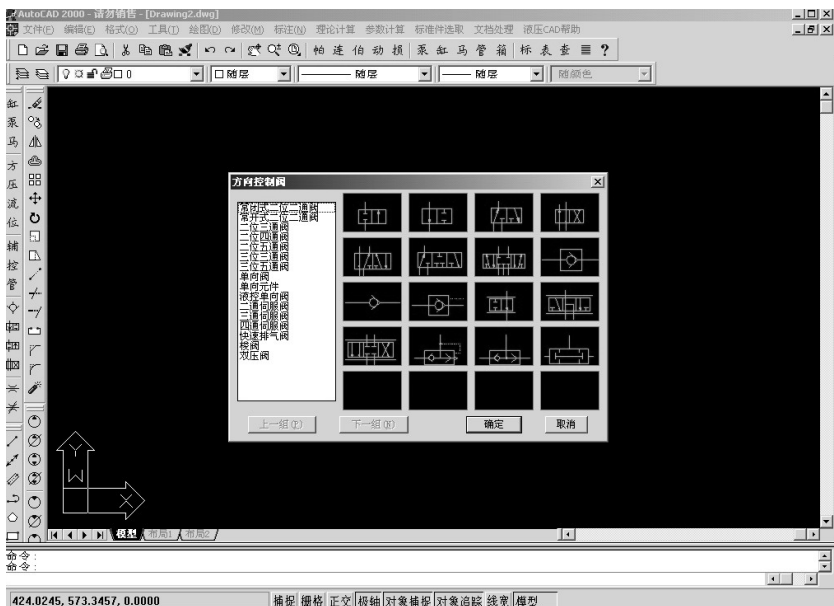


图 9-5 标准原件模块

## 9.2.3 液压系统 CAD 应用介绍

### 1. 液压系统图绘制

#### 1) 图形库建立

由于液压传动系统 CAD 已将液压元件职能符号预置于系统中, 在使用过程中设计人员只需按设计要求调用相应职能符号执行“插入”操作即可完成相应工作。

例如在 AutoCAD 2000 系统中建立一个名为“pump001”的文件。设置好图形尺寸、线

宽和线型等参数，即能绘制出单向变量液压泵的符号。

图形绘制完成后，在命令行输入命令就会弹出对话框。建议将同一类液压元件分别绘制存储在各自己的文件夹中，如液压泵、液压缸、液压马达、液压控制阀、控制方式、管路与连接、液压辅助元件等，这样便于今后进行查找、编辑、调用等工作。

## 2) 幻灯片制作

幻灯片文件是 AutoCAD 图形的快照功能，采用幻灯片文件的目的是为了迅速显示查看元件图形。但幻灯文件不能编辑也不能打印。下面以单向变量液压泵为例来阐述图块幻灯片文件的制作过程。

在液压元件符号库中打开文件，在命令行输入命令显示“创建幻灯文件对话框”，保存文件到指定位置上即可完成。如图 9-6 所示。

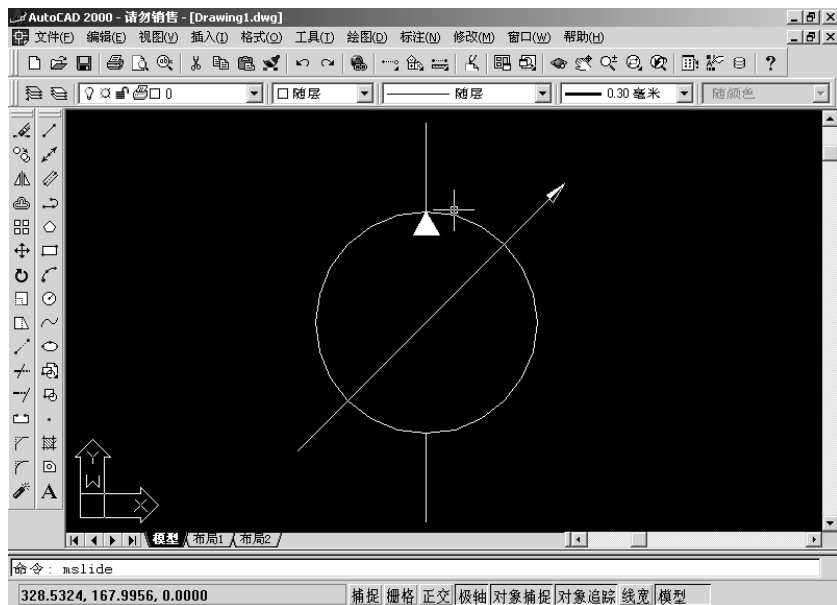


图 9-6 幻灯片文件创建

## 3) 电磁铁类换向阀动作顺序表的编制

液压系统的自动控制过程大多有电磁铁换向阀类元件的参与。液压系统 CAD 提供了相应设计功能。在工具栏上的菜单项，通过在命令行里的相应位置输入表格对角点、电磁铁数目、工作段数目和文字栏宽度等，系统就会自动绘制好电磁铁动作顺序表。见表 9-4。

表 9-4 电磁铁动作表

动作	1YA	2YA	3YA	4YA	YJ
快进					
工进					
快退					
原位					

## 4) 制图框和标题栏的绘制

按照图纸标准要求，应用系统 CAD 具有绘制横向装订式、竖向装订式、横向不装订式

和竖向不装订式的 A0~A5 图纸的图框的功能。且把标准的工具栏制作成块文件保存起来，在绘制图框的同时把工具栏插入，这样就实现了图框和标题栏绘制的“合成”。如图 9-7 所示。



图 9-7 自动绘制图框示例

### 2. 液压系统设计计算举例

在液压系统 CAD 中，还有理论运算（编辑或计算）功能。使用此功能时，在相应的对话框中输入已知参数并用鼠标单击“计算”按钮即可完成相应工作任务，也可将计算结果以文档形式进行保存以备日后查询或他用。

#### 1) 计算功能

下面仅以帕斯卡原理为例进行说明。

帕斯卡原理公式： $F_1 = F_2 A_1 / A_2$

在系统中查找“帕斯卡计算”的菜单项或者在相应命令行输入“pascal”之后会弹出帕斯卡原理计算对话框，而计算功能由相应的高级计算机语言程序完成。如图 9-8 所示。

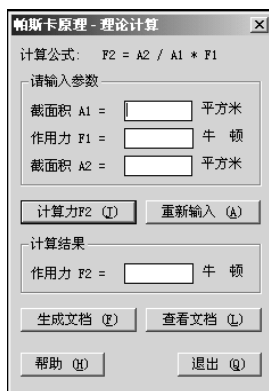


图 9-8 帕斯卡原理计算对话框

用户在对话框弹出以后即可进行计算操作：输入已知参数，单击“计算”按钮即可得到计算结果。再单击“生成文档文件”按钮，就可以生成计算文档，如果在计算过程中需要查看计算文档，可以单击“查看文档文件”按钮，然后进行查看。其他计算如伯努利方程、沿程阻力损失等计算过程与此类似。

#### 2) 液压元件参数确定

液压元件的参数确定内容主要包括：液压泵参数、液压缸参数、液压马达参数等确定，油管尺寸计算、油箱容积计算，等等。下面以液压泵为例说明：

泵的主要工作参数有二：最大工作压力和流量，据此可以确定泵的规格型号，进而计算驱动液压泵的功率。液压泵参数计算操作如图 9-9 所示。也可查看液压泵参数计算文档。

**液压泵参数计算**

计算公式  
 $P_B = P_1 + \sum \Delta p$      $q_B \geq k \cdot \sum q$      $P = P_B \cdot q_B / (6 \times 10^{-7} \cdot \eta_B)$

请输入参数  
 注意: 系统中无蓄能器时,  $\sum q$  要取最大值。  
 系统中有蓄能器时,  $\sum q$  按各个元件的平均流量计算。

最大压力  $p_1 =$  4000000 帕斯卡    压力损失  $\sum \Delta p =$  500000 帕斯卡  
 泄漏系数  $K =$  1.2    系统总流量  $\sum q =$  30 升/分  
 总效率  $\eta_B =$  0.9

计算 (C)    重新输入 (A)

计算结果  
 液压泵压力  $P_B =$  4500000 帕斯卡    液压泵流量  $q_B \geq$  36 升/分  
 驱动功率  $P =$  3 千瓦

生成文档 (E)    查看文档 (V)

帮助 (H)    退出 (Q)

图 9-9 液压泵参数计算示例

马达、液压缸及油管尺寸等设计（计算）过程与泵类同。

### 3) 标准件的选用

在选用液压系统使用的元件时需要根据标准产品目录中根据需要进行选取。液压 CAD 系统收录了多类标准元件，设计人员可根据需要灵活选用。此外，用户还可以根据自己的需要对标准件库进行扩充。需要时，打开相应对话框，单击“添加元件”按钮。

### 3. 液压系统 CAD 的帮助功能

液压系统 CAD 提供有功能帮助系统。需要时，用户调出菜单选框，即可进入相应界面按照指导进行相关操作。

## 本章小结

液压传动系统的设计步骤并非是一成不变的。设计时经常会视具体情况将某些设计步骤省略、合并，或互相穿插、交叉。一个合理优化设计的产生往往需要经多次修改、反复比较后才能产生。借助使用先进技术（例如 CAD 等）可以在一定程度上简化设计程序工作，提高设计效率。通过对本章内容的学习，可以使学习者能够了解液压系统设计的主要内容、原则和要求，初步掌握液压传动系统设计计算的步骤和方法，为今后从事相关设计工作打下基础。

## 思考与练习

9-1 试述液压系统设计的主要内容。

9-2 液压系统设计的步骤包括哪些？

9-3 设计一液压系统。已知液压缸的直径  $D=65\text{mm}$ ，活塞杆直径  $d=40\text{mm}$ ，工作负载  $F=15000\text{N}$ ，液压缸的效率  $\eta=0.94$ ，不计惯性和导轨摩擦力。快速运动时速度为  $v_1=5\text{m/min}$ ，工作进给速度为  $v_2=0.053\text{m/min}$ ，系统总的压力损失为（ $\Delta p=8 \times 10^5\text{Pa}$ ）折合到进油管路。试计算并选择系统所需要的元件。

# 第 10 章 气压传动



## 教学要求

通过本章的学习,了解气动系统组成、特点,掌握气动系统的工作原理,熟悉各种常用气动元件的作用、结构、工作原理、特点、使用中注意的问题、职能符号,能够识别气路图、电气气路图,能设计简单的气路图、电气气路图。

## 引 例

早在公元前 2500 年,人们就已经开始使用风箱,如例图 10-1 所示。风箱实质就是一种产生压缩空气的装置——气泵的雏形。1776 年 John Wilkinson 发明能产生 1 个大气压左右压力的空气压缩机。1829 年出现了多级空气压缩机,为气压传动的发展创造了条件。1871 年风镐开始用于采矿。1868 年美国人 G·威斯汀豪斯发明气动制动装置,并在 1872 年用于铁路车辆的制动。1880 年,人们第一次利用汽缸做成气动刹车装置,并成功用到火车的制动上。后来,随着兵器、机械、化工等工业的发展,气动机具和控制系统得到广泛的应用。1930 年出现了低压气动调节器。20 世纪 30 年代初,气动技术成功地应用于自动门的开闭及各种机械的辅助动作上。50 年代研制成功用于导弹尾翼控制的高压气动伺服机构。60 年代发明射流和气动逻辑元件,遂使气压传动得到很大的发展,尤其是进入到 70 年代初,随着工业机械化和自动化的发展,气动技术才广泛应用在生产自动化的各个领域,形成了现代气动技术。

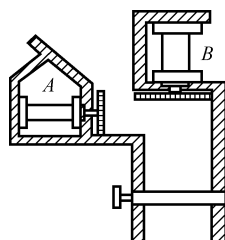
例图 10-2、例图 10-3、例图 10-4 所示分别为气压控制系统在客车车门、垃圾集装压实机、机械装置驱动机构上的应用实图或原理图。这些气动控制系统由哪些元件组成、是如何构成的,工作原理是什么,有什么特点等,本章将对这些内容进行阐述。



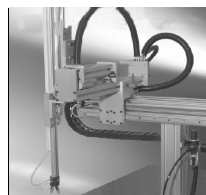
例图 10-1 风箱



例图 10-2 气动车门



例图 10-3 垃圾集装压实机



例图 10-4 气动部件

10.1 气压传动概述

气压传动（简称气动）是以压缩空气为工作介质进行能量传递或信号传递的一门技术，它是靠气体的压力传递动力或信息的流体传动。传递动力的系统是将压缩气体经由管道和控制阀输送给气动执行元件，把压缩气体的压力能转换为机械能而做功；传递信息的系统是利用气动逻辑元件或射流元件以实现逻辑运算等功能，也称气动控制系统。气压传动以空气压缩机为动力源，通过各种气动元件驱动和控制机构的动作，实现生产过程的机械化和自动化。气动技术由风动技术及液压技术演变、发展而来，成为 20 世纪应用最广泛，发展最快，也最易被接受及重视的技术之一，在机械、电子、钢铁、车辆、橡胶、纺织、轻工、化工、食品、包装、印刷、烟草等工业领域已得到了广泛的应用。

10.1.1 气压传动的特点

气压传动与其他的传动方式相比，其主要优缺点如下。

气压传动的 优点	由于空气具有可压缩性，故对于冲击负载具有较强的适应能力，且易于实现过载保护
	以空气为介质，来源方便，用后的空气排到大气中，基本不污染环境，免去了购买、运输和回收的麻烦
	由于空气流动损失小，压缩空气可集中供应和中、远距离输送
	工作环境适应性好，可安全可靠地应用于易燃、易爆、潮湿场所
	由于工作压力比较低，使用比较安全，工作寿命长。电气元件可运行百万次，而气动元件可运行 2000~4000 万次
	易于实现快速的直线往返运动、摆动和高速转动。输出力、运动速度的调节方便，改变运动方向简单。控制（控制方式、控制距离、信号转换等）的自由度高
气压传动的 缺点	气压元件结构简单，制造容易，安装和维护方便，易于实现标准化、系列化、通用化
	由于空气具有可压缩性，汽缸的动作速度易受负载变化的影响，不适合工作速度和传动比要求严格的场合
	由于工作压力较低，容量小，也不适合大功率传动的场合
	噪声较大，在高速排气时要加消声器
	工作介质空气本身在常规条件下润滑性比较差，摩擦力占推力的比例较大
	气动信号传动速度比光、电控制速度慢，不宜于信号传递速度要求十分高的复杂线路中

10.1.2 气压传动系统的组成

典型的气压传动系统一般由气压发生装置、控制元件、执行元件和辅助元件四个部分组成，其组成示意图如图 10-1 所示。

（1）气压发生装置：是将原动机输出的机械能转变为空气的压力能，以获得压缩空气的能源装置。其主体部分是空气压缩机，另外还有气源净化设备。

（2）控制元件：用来控制压缩空气的压力、流量和流动方向。主要包括各种压力阀、方向阀、流量阀和逻辑元件等。

（3）执行元件：将空气的压力能转变为机械能的能量转换装置。主要包括汽缸和气马达等。

（4）辅助元件：是用于辅助并保证气动系统正常工作的一些装置。主要包括过滤器、油雾器、消声器及各种管路附件等。

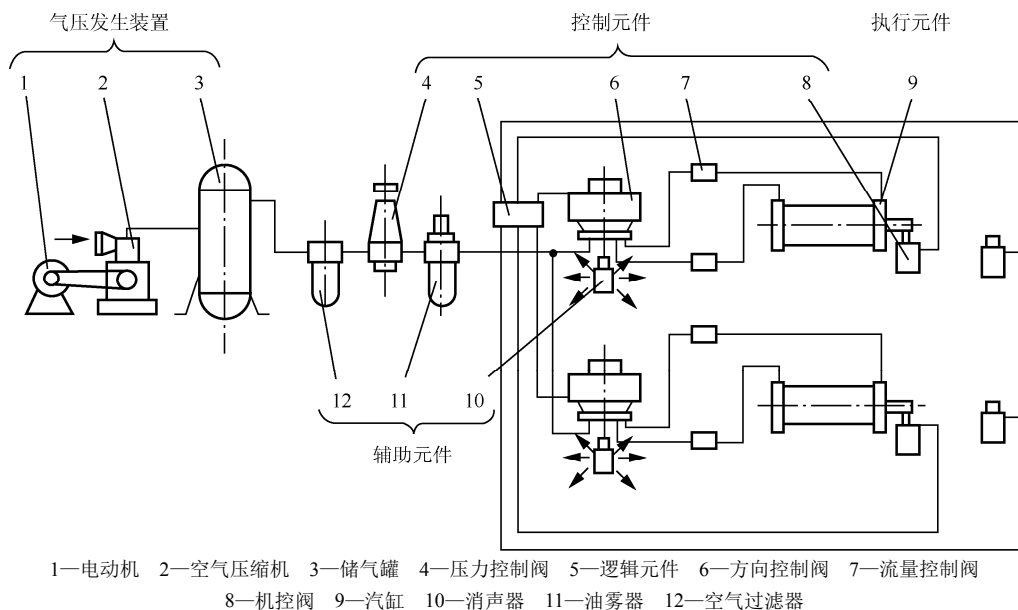


图 10-1 气动系统的组成示意

## 10.2 气动元件

气动系统的元件主要包括以下几部分。

- (1) 气源装置，给系统提供合乎质量要求的压缩空气。
- (2) 辅助元件，是连接元件，保证系统可靠性、使用寿命及改善工作环境所必需的元件。
- (3) 执行元件，将压力能转换成机械能并完成做功动作的元件。
- (4) 控制元件，控制气体的压力、流量及运动方向的元件。
- (5) 逻辑元件，能完成一定逻辑功能的气动元件。

### 10.2.1 气源装置

气源装置是用来产生具有足够压力和流量的压缩空气并将其净化处理及储存的一套装置。气源装置一般由空气压缩机、压缩空气净化装置、管道系统及气动三联件组成。

#### 1. 空气压缩机

空气压缩机（简称空压机）是将原动机输出的机械能转化为压缩空气的压力能的装置。按工作原理可分为容积型压缩机和速度型压缩机。容积型压缩机是通过压缩气体的体积，使单位体积内气体分子的密度增加以提高压缩空气的压力。常用的有活塞式、叶片式和螺杆式。速度型压缩机通过提高气体分子的运动速度以增加气体的动能，然后使气体分子动能转化为压力能以提高压缩空气的压力。速度型空压机常用的有离心式、轴流式和转子式。

如图 10-2 所示为活塞式空压机的工作原理图。在汽缸内作往复运动的活塞向右移动时，汽缸内活塞左腔的压力低于大气压力，吸气阀开启，外界空气吸入缸内。当活塞向左运动时，缸的左腔压力高于大气压，吸气阀关闭，排气阀打开，压缩空气经输气管排出。



选择空气压缩机应依据系统所需的工作压力和流量。一般其额定压力应等于或略高于所需的工作压力，其流量应等于系统设备最大耗气量再加一定的备用余量。

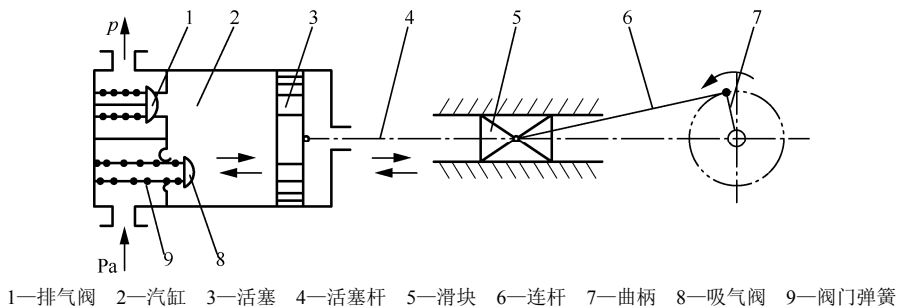


图 10-2 活塞式空压机工作原理

## 2. 压缩空气净化装置

压缩空气净化装置一般包括后冷却器、油水分离器、储气罐和干燥器。

(1) 后冷却器安装在空气压缩机出口管道上，其作用是使温度高达  $120\sim 180^{\circ}\text{C}$  的空压机排出的气体冷却到  $40\sim 50^{\circ}\text{C}$ ，并使其中的水蒸气、油雾凝结成水滴和油滴，以便进一步净化处理。后冷却器有水冷和风冷式两种。风冷式是靠风扇产生的冷空气吹向带散热片的热空气管道，经风冷后的压缩空气的出口温度大约比环境温度高  $15^{\circ}\text{C}$  左右。水冷式是通过强迫冷却水沿压缩空气流动方向的反方向流动来进行冷却，如图 10-3 所示。压缩空气出口温度大约比环境温度高  $10^{\circ}\text{C}$  左右。

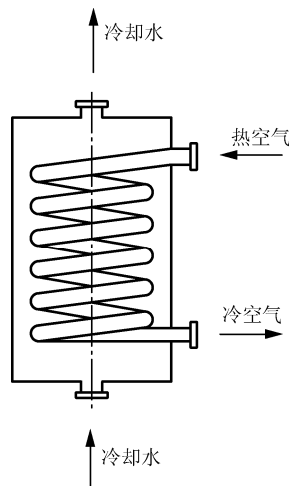


图 10-3 水冷式后冷却器

(2) 油水分离器安装在后冷却器后的管道上，主要是用离心、撞击、水洗等方法使压缩空气中凝聚的水分、油分等杂质从压缩空气中分离出来，让压缩空气得到初步净化。其结构有环形回转式、撞击折回式、离心旋转式和水浴式等。

(3) 储气罐的主要作用是储存压缩空气、减少输出气流的压力脉动并依靠绝热膨胀和自然冷却降温进一步去掉压缩空气中的水分和油分。如图 10-4 所示为储气罐，在储气罐上装有安全阀、压力表，以控制和指示其内部压力；底部装有排污阀，并定时排放。

(4) 干燥器的作用是进一步除去压缩空气中含有的水分、油分、颗粒杂质等，使之变为干燥空气。干燥器多用于对气源质量要求较高的气动装置、气动仪表等。常用的干燥器有冷冻式和吸附式空气干燥器。

冷冻式空气干燥器是使空气冷却到露点温度以下，使空气中水蒸气凝结成水滴并予以排除，然后再将压缩空气加热至环境温度后输出。冷冻式干燥器具有结构紧凑、使用维护方便、维护费用较低等优点。

吸附式空气干燥器是利用具有吸附性能的吸附剂（如硅胶、铝胶、焦炭等）吸附空气中水蒸气的一种空气净化装置，具有除水效果好、无须加热等优点。

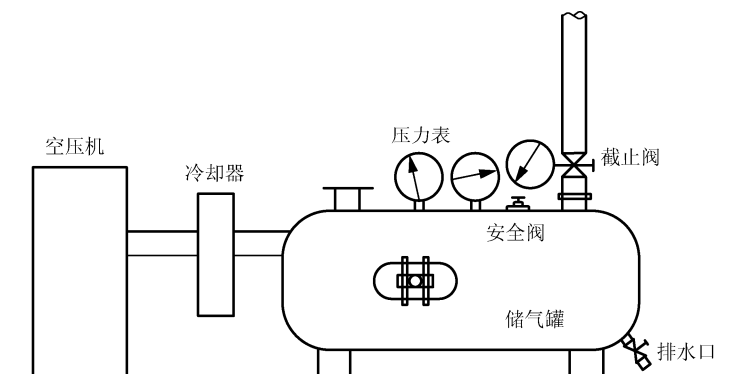


图 10-4 储气罐

### 3. 管道系统

#### 1) 管道系统的布置原则

(1) 根据供气压力及流量，采用多种压力管道供气系统（适用于多种压力要求，且用气量较大时）、降压管道供气系统（适用于多种压力要求，但用气量不大时）或管道供气与瓶装供气相结合的供气系统（适用于多数设备使用低压空气，少数设备使用用气量不大的高压空气）。

(2) 根据气动设备对空气质量的不同要求，设计成一般供气系统和清洁供气系统。

(3) 根据供气的可靠性和经济性选择不同的管网供气系统。如图 10-5 (a) 所示为单树枝状管网供气系统，其结构简单，经济性好，但可靠性差，多用于间断供气。如图 10-5 (b) 所示为单环状管网供气系统，其可靠性高，压力稳定，阻力损失小，但投资较大。如图 10-5 (c) 所示为双树枝状管网供气系统，与单树枝状管网相比较，相当于拥有了一套备用管网，因此可靠性较高。

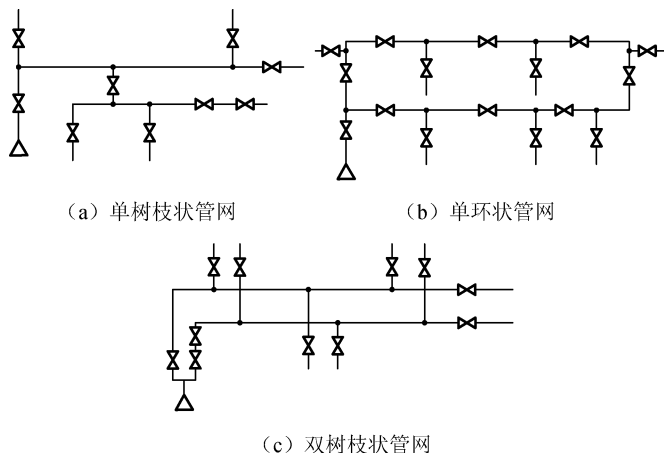


图 10-5 管网供气系统

#### 2) 管道与管接头

气动系统的管道分为硬管和软管。硬管以钢管、紫铜管为主，常用于高温高压和固定不动的部件之间的连接。软管有各种塑料管、尼龙管和橡胶管等，这些软管具有可挠性、

吸振性、消声性，还有连接、调整方便等特点，但不适用于高温高压和有辐射的场合。

管接头是连接、固定管道所必需的辅件，分为硬管接头和软管接头。常用硬管接头有扩口式和卡套式；软管接头有快插式、快换式、扩口式、快拧式和宝塔式等。

#### 4. 气动三联件

分水过滤器、减压阀、油雾器依次无管化连接而成的组件称为三联件，其安装顺序如图 10-6 所示。其中，减压阀处预留有表口，可安装压力表对压力状态进行监测。三联件是多数气动设备中必不可少的气源装置。

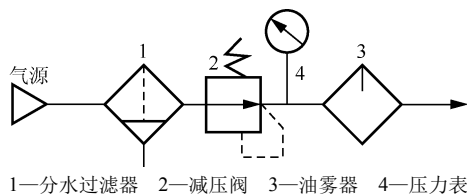


图 10-6 气动三联件的安装顺序

（1）分水过滤器的作用是除去压缩空气中的冷凝水、灰尘和杂质。设计时应根据系统所需的流量、过滤精度及允许压力来选择分水过滤器。分水过滤器要垂直安装，使用中注意定期放水、清洗或更换滤芯。

（2）油雾器是一种特殊的注油装置。其作用是将润滑油雾化，并随气流进入到需要润滑的部件，以达到润滑的目的。用这种方法注油，具有润滑均匀、稳定、耗油量少和不需大的储油设备等特点。

根据油雾粒径的大小，油雾器可分为普通型油雾器和微雾型油雾器。普通型油雾器（也称全量式油雾器）能把雾化后的油雾全部随压缩空气输出，油雾粒径约为  $20\mu\text{m}$ 。普通型油雾器又可分为固定节流式和可变节流式。固定节流式输出的油雾浓度随输出空气流量的变化而变化，而可变节流式输出的油雾浓度基本上保持恒定，不随输出空气流量而变化。微雾型油雾器（也称选择式油雾器）仅能把雾化后的油雾中油雾粒径为  $2\sim 3\mu\text{m}$  的微雾随空气输出。

油雾器可根据空气流量及油雾粒径大小来选择。

（3）减压阀的作用是将较高的输入压力调整到低于输入压力的调定压力输出，起到减压和稳压的作用。其工作原理与液压系统减压阀相同。

### 10.2.2 辅助元件

气动控制系统中，有许多起着重要作用的辅助元件，如消声器、转换器等。

#### 1. 消声器

气动系统中，压缩空气经换向阀的排气口排入大气。由于余压较高，压缩空气以接近声速的流速从排气口排出。空气急剧膨胀，引起气体的振动，从而产生强烈的排气噪声。排气的速度和功率越大，噪声也越大。一般可达  $100\sim 120\text{dB}$ ，为了降低噪声，可在排气口装消声器。

消声器是通过阻尼或增加排气面积来降低排气的速度和功率，从而降低噪声的。常用

的消声器有吸收型、膨胀干涉型、膨胀干涉吸收型等。

## 2. 转换器

转换器是将电、液、气信号相互转换的辅助元件。用来控制气动系统的工作。常用的有气电转换器、电气转换器和气液转换器。

气电转换器是将气信号转换成电信号的装置，即利用输入气信号的变化引起可动部件（如膜片、顶杆等）的位移来接通或断开电路，以便输出电信号。

电气转换器是将电信号转换成气信号的装置，与气电转换器的作用相反。

气液转换器是将气信号转换成液压信号的装置。常用的有两种：一种是气液直接接触或通过活塞、隔膜作用在液面上，推压液体以同样的压力输出。另一种是换向阀式，气液不接触，以较低压力的气信号可获得较高压力的液压信号，但需外配液压油源，应用不方便。

### 10.2.3 执行元件

气动执行元件是一种将压缩空气的压力能转换为机械能，实现直线、摆动或回转运动的传动装置。常用的有往复直线运动汽缸、摆动马达或回转马达。

#### 1. 汽缸

##### 1) 汽缸的分类

汽缸实现往复直线运动，输出力和直线位移。其分类如图 10-7 所示。

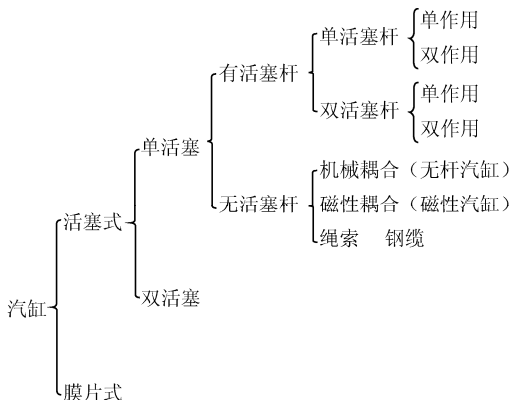


图 10-7 汽缸的分类

##### 2) 普通汽缸

普通汽缸是在缸筒内只有一个活塞和一根活塞杆的汽缸，有单作用汽缸和双作用汽缸两种。

如图 10-8 所示为普通双作用汽缸的结构原理图。压缩空气驱动活塞向两个方向运动，活塞行程可根据实际需要选定，两个方向输出的力和速度不等。汽缸一般由缸筒、前后缸盖、活塞、活塞杆、密封件和紧固件等零件组成。缸筒在前后缸盖之间由四根螺杆将其紧固锁定（图中未画出）。缸内有与活塞杆相连的活塞，活塞上装有活塞密封圈。前缸盖上装有活塞杆用组合密封圈，以防止漏气和外部灰尘的侵入。此类汽缸使用最为广泛，一般用于包装机械、食品机械及加工机械等设备上。

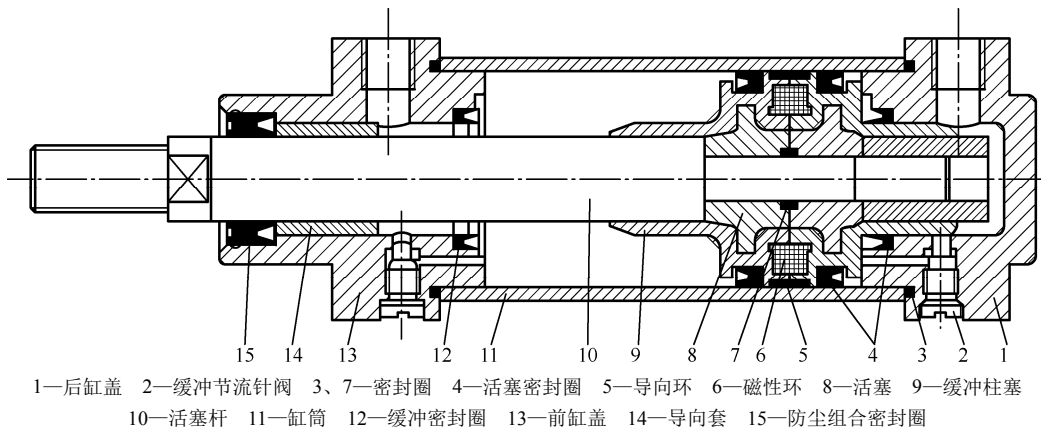


图 10-8 普通型单活塞杆双作用汽缸

如图 10-9 所示为普通单活塞杆单作用汽缸筒图。这种汽缸在缸盖一端输入压缩空气驱动活塞向一个方向运动，另一端靠弹簧、自重或外力等使活塞杆恢复到初始位置。如图 10-9 (a) 所示汽缸借助外力或重力复位，可以节约压缩空气，节省能源。如图 10-9 (b) 所示汽缸在活塞的一侧装有使活塞杆复位的弹簧，其结构简单耗气量小，弹簧起背压作用，输出力随行程变化而变化，适用于短行程。

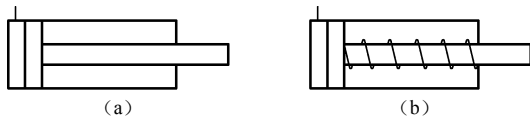


图 10-9 普通单活塞杆单作用汽缸

### 3) 汽缸的选用

在选择和使用汽缸时，首先要考虑汽缸输出力的大小、汽缸行程的长度、活塞运动速度的高低，其次还要考虑汽缸的类型、安装形式及润滑情况等。

## 2. 气动马达

(1) 气动马达的分类。气动马达是将气体的压力能转换成旋转机械能的装置，具体分类如图 10-10 所示。

### (2) 叶片式气动马达。

#### ① 工作原理。

如图 10-11 所示为叶片式气动马达结构原理图。其主要由定子、转子、叶片及壳体组成。叶片一般为 3~10 个，可在转子的径向槽内滑动。转子和输出轴固连在一起，装入偏心的定子中。压缩空气从输入口 A 进入，作用在工作腔两侧的叶片上。由于转子偏心安装，气压作用在两侧叶片上产生转矩差，使转子按逆时针方向旋转。做功后的气体从输出口 B 排出，若改为 B 口进气，即可改变转子的转向。

#### ② 特性曲线。

如图 10-12 所示为叶片式气动马达的基本特性曲线。该曲线表明，在一定的工作压力下，

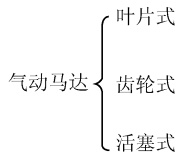


图 10-10 气马达的分类

气动马达的转速及功率都随外负载转矩变化而变化。由图 10-12 可知,气动马达具有软特性。当外负载转矩  $T$  为零(即空转)时,转速达到最大值  $n_{\max}$ ,气动马达输出的功率等于零;当外负载转矩等于气马达的最大转矩  $T_{\max}$  时,气动马达停止转动,此时功率等于零。当外负载转矩约等于最大转矩一半时,马达的转速也约为最大转速的  $1/2$ ,此时气马达的输出功率达最大值  $P_{\max}$ 。

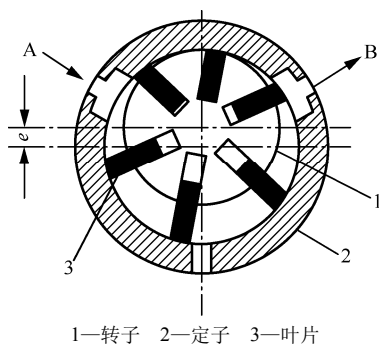


图 10-11 叶片式气动马达

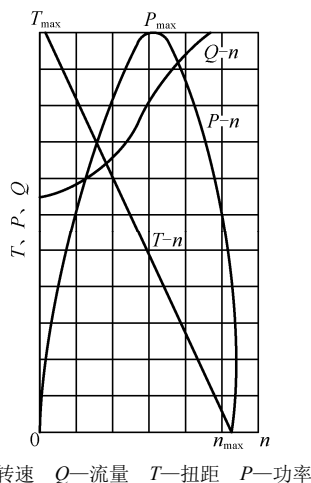


图 10-12 叶片式气动马达的基本特性曲线

(3) 气动马达的选用。选择气动马达主要从负载特性出发。在变负载场合,主要考虑速度变化范围和所需的转矩;在均衡负载场合,主要考虑工作速度。

#### 10.2.4 控制元件

气压传动系统中的控制元件是控制和调节压缩空气的压力、流量和流动方向的重要元件,它们保证气动执行元件或机构按规定程序正常地工作。控制元件按功能和用途可分为压力控制阀、流量控制阀和方向控制阀三类。

##### 1. 压力控制阀

压力控制阀主要用来控制系统中气体的压力,满足各种压力要求或用以节能。

由于气压传动系统气源的空气压力常常高于执行机构所需的压力,因此气动装置的供气压力需要用减压阀减压,并保持稳定。对于低压控制系统(如气动测量),除用减压阀减压外,还需用精密减压阀(也称定值器)以获得更稳定的供气压力。

当管路中的压力超过允许压力时,为保证系统安全工作,使用安全阀限定最高压力。

当系统有两个以上分支回路,而气动装置中又不便安装行程阀,需要依据气压的大小来控制执行机构的顺序动作,能实现这种功能的压力控制阀称为顺序阀。

这样,压力控制阀就可分为减压阀、安全阀和顺序阀三大类。

##### 1) 减压阀

减压阀的作用是将较高的输入压力降低到符合使用要求的输出压力,并保证输出压力的稳定。按压力调节方式可分为直动式和先导式;按调压精度分为普通型和精密型。这里主要介绍直动式减压阀的工作原理和基本性能。

① 工作原理。

如图 10-13 所示为直动式减压阀的工作原理及符号。顺时针旋转手柄, 调压弹簧被压缩, 推动膜片组件向下移动, 使阀口开启, 压缩空气通过阀口的节流作用, 使输出压力低于输入压力, 以实现减压作用。与此同时, 有一部分气流经阻尼孔进入膜片室, 在膜片下面产生一个向上的推力与弹簧力平衡, 减压阀便有稳定的压力输出。

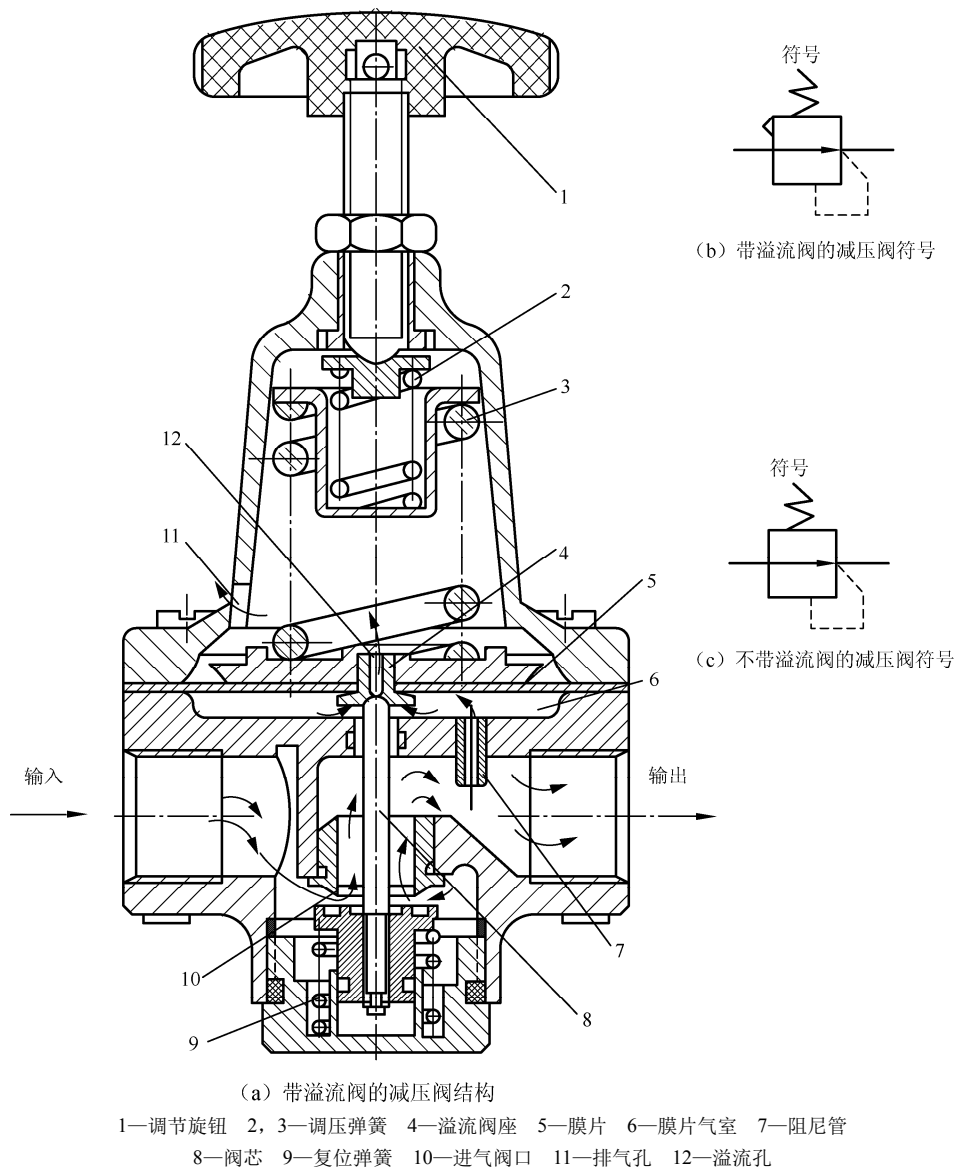


图 10-13 直动式减压阀

当输入压力  $p_1$  增高时, 输出压力  $p_2$  也随之增高, 使膜片室内的压力也升高, 打破原有的平衡, 将膜片向上推, 阀芯在弹簧作用下也随之上移, 使阀口的开度减小, 节流作用增大, 使输出压力降低到调定值为止。

相反, 输入压力下降, 则输出压力也随之下降, 膜片下移, 阀口开度增大, 节流作用

减小，输出压力回升到调定压力，以维持压力稳定。

### ② 基本性能。

调压范围：是指输出压力  $p_2$  的可调范围，在此范围内要求达到规定的精度。调压范围主要与调压弹簧的刚度有关。

压力特性：是指流量  $Q$  一定时，输入压力  $p_1$  波动而引起输出压力  $p_2$  波动的特性。输出压力波动越小，减压阀的特性越好。

流量特性：是指输入压力  $p_1$  一定时，输出压力  $p_2$  随输出流量  $Q$  的变化而变化的特性。当流量  $Q$  发生变化时，输出压力  $p_2$  的变化越小越好。

流量特性和压力特性是减压阀的两个重要特性，是选择和使用减压阀的重要依据。

### 2) 安全阀（又称为可溢流阀）

安全阀的作用是当系统中的工作压力超过调定值时，为保证系统工作安全，把多余的压缩空气排入大气，以保持回路工作压力恒定。

如图 10-14 所示为安全阀的工作原理图。阀的输入口与控制系统连接。当系统中的气体压力小于开启压力时，作用在阀芯上的弹簧力使它紧压在阀座上。当系统中的气压增加并上升到阀的开启压力时，阀芯开始打开，压缩空气从排气口急速排出。当系统中的压力继续上升到阀的全开压力时，则阀芯全部开启，从排气口排出额定的流量，系统压力不再升高。如果系统中压力逐渐降低，当低于系统工作压力的调定值时，阀门关闭。

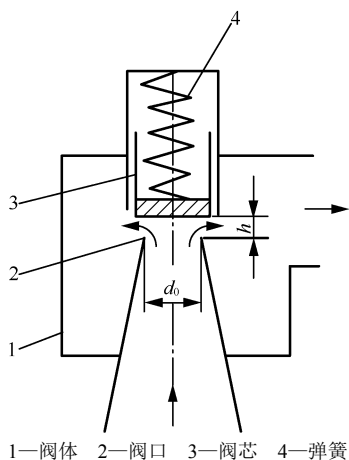


图 10-14 安全阀

安全阀是根据系统的最高使用压力和排放流量来选择规格、型号的。

### 3) 顺序阀

顺序阀是依靠回路中压力的变化来控制执行元件顺序动作的一种压力控制阀。

如图 10-15 所示为顺序阀的工作原理示意图。当输入口 P 的气体压力作用在阀的活塞上的作用力大于弹簧的调定值时，阀开启，P 口和 A 接通，气体输向执行元件，实现顺序动作。

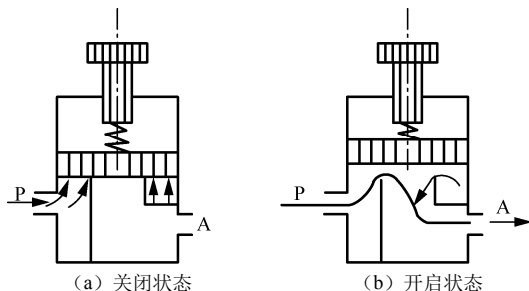


图 10-15 顺序阀

## 2. 流量控制阀

在气压传动系统中，常需对压缩空气的流量进行控制。

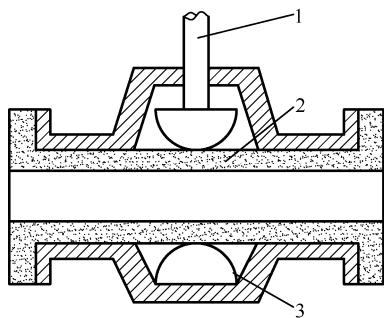
流量控制阀是通过改变阀的通流截面积来实现流量控制的元件。



流量控制阀主要包括两种：一种设置在回路中，对回路所通过的空气流量进行控制，如节流阀、单向节流阀、柔性节流阀等；另一种连接在换向阀的排气口处，对换向阀的排气量进行控制，如排气节流阀。这里只介绍柔性节流阀和排气节流阀的工作原理。

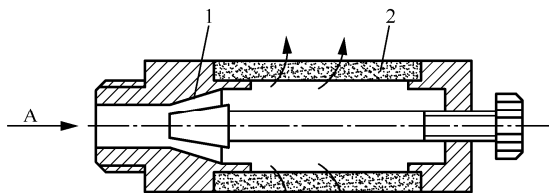
(1) 柔性节流阀。如图 10-16 所示为柔性节流阀的原理图，其节流作用是依靠上下阀杆夹紧柔韧的橡胶管而产生的，也可以利用气体压力代替阀杆压缩橡胶管。柔性节流阀结构简单，压力降小，动作可靠性高，对污染不敏感。

(2) 排气节流阀。排气节流阀常安装在换向阀的排气口上，调节排入大气的流量，以改变执行元件的运动速度。如图 10-17 所示为排气节流阀的工作原理图。气流从 A 口进入阀内，由节流口节流后经消声套排出。其不仅能调节执行元件的运动速度，还能起到降低排气噪声的作用，且结构简单，安装方便，所以应用日益广泛。



1—上阀杆 2—橡胶管 3—下阀杆

图 10-16 柔性节流阀



1—节流口 2—消声套（用消声材料制成）

图 10-17 排气节流阀的工作原理

### 3. 方向控制阀

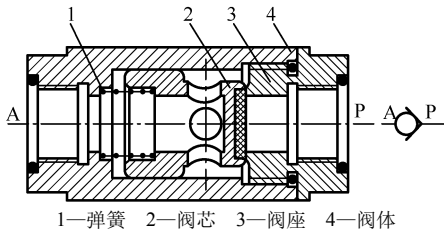
在气压传动系统中，方向控制阀是用来控制压缩空气的流动方向和气流通断的。

方向控制阀的分类方法很多。按阀芯结构不同可分为滑柱式（又称为柱塞式或滑阀）、截止式（又称为提动式）、平面式（又称为滑块式）、旋塞式和膜片式，其中以截止式和滑柱式应用较多；按其控制方式不同可以分为电磁换向阀、气动换向阀、机动换向阀和手动换向阀；按其作用可以分为单向型控制阀和换向型控制阀。

#### 1) 单向型控制阀

单向型控制阀是指气流只能沿一个方向流动的控制阀。主要包括单向阀、梭阀、双压阀和快速排气阀等。

(1) 单向阀。单向阀有两个通口，气流只能沿一个方向流动而不能反方向流动。如图 10-18 所示为单向阀的典型结构。当压缩空气由 P 口进气时，克服弹簧力和阀芯与阀座之间的摩擦力，阀芯左移，P、A 接通。当气流反向时，阀芯在 A 腔气压和弹簧力作用下右移，使 A 至 P 的气流不通。密封性是单向阀的重要特性。



1—弹簧 2—阀芯 3—阀座 4—阀体

图 10-18 单向阀

#### (2) 梭阀（或门）。

梭阀相当于两个单向阀的组合，有两个进气口和一个出口。如图 10-19 所示为梭阀的工

作原理图, 进气口  $P_1$ 、 $P_2$  都可与 A 口相通, 但  $P_1$  与  $P_2$  不相通。当  $P_1$  进气时, 将阀芯推向右边, 通路  $P_2$  被关闭, 气流从  $P_1$  进入通路 A, 如图 10-19 (a) 所示; 反之, 气流从  $P_2$  进入 A, 如图 10-19 (b) 所示; 当  $P_1$ 、 $P_2$  同时进气时, 哪端压力高, A 就与哪端相通。如图 10-19 (c) 所示为梭阀的符号。

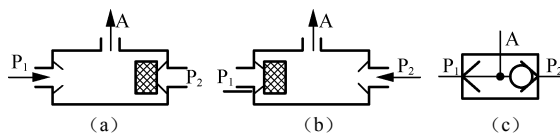


图 10-19 或门型梭阀

### (3) 双压阀 (与门)。

双压阀也相当于两个单向阀的组合, 有两个输入口和一个输出口, 其作用相当于“与门”。

如图 10-20 所示为双压阀工作原理图, 当  $P_1$  或  $P_2$  单独有输入时, 阀芯被推向另一侧, A 无输出 (如图 10-20 (a)、(b) 所示); 只有两个输入口  $P_1$ 、 $P_2$  同时进气时, A 口才有输出 (如图 10-20 (c) 所示); 当  $P_1$  和  $P_2$  输入的气体压力不等时, 气压低的通过 A 输出。如图 10-20 (d) 所示为该阀的符号。

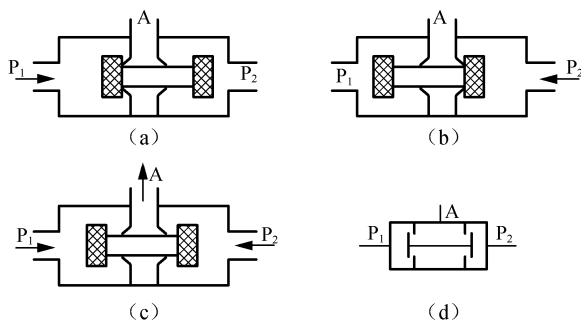
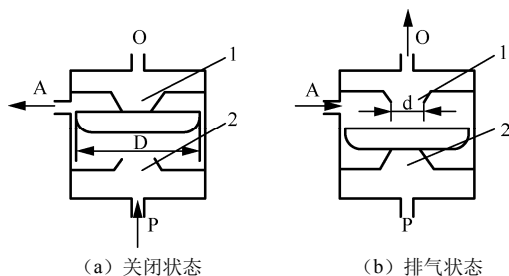


图 10-20 双压阀工作原理图

### (4) 快速排气阀。

快速排气阀的作用是加快汽缸运动速度, 使其快速排气。如图 10-21 所示为快速排气阀的工作原理图。当 P 口进气时, 活塞上移, 开启阀口 2, 同时关闭阀口 1, P 口和 A 口接通, A 有输出, 如图 10-21 (a) 所示; 当 P 口无气时, 在 A 口和 P 口压差作用下, 活塞迅速下降, 关闭 P 口, 使 A 口通过阀口 1 经 O 口快速排气, 如图 10-21 (b) 所示。



1, 2—阀口

图 10-21 快速排气阀

## 2) 换向型控制阀

换向型控制阀是通过改变气流通道而使气体流动方向发生变化从而改变气动执行元件的运动方向。其主要包括气压控制换向阀、电磁控制换向阀、机械控制换向阀、人力控制换向阀和时间控制换向阀等。

### (1) 气压控制换向阀。

气压控制换向阀是利用气体压力来使主阀芯运动而使气体改变流向的。按控制方式不同可分为加压控制、卸压控制和差压控制。加压控制是指所加的控制信号压力是逐渐上升的，当气压增加到阀芯的动作压力时，主阀便换向；卸压控制是指所加的控制信号是减小的，当减小到某一压力值时，主阀换向；差压控制是使主阀芯在两端压力差的作用下换向。

按主阀结构不同，又可分为截止式和滑阀式两种。滑阀式气控换向阀的结构和工作原理与液动换向阀基本相同。这里主要介绍截止式换向阀。

#### ① 截止式换向阀的工作原理。

如图 10-22 所示为二位三通单气控截止换向阀的工作原理图。如图 10-22 (a) 所示为无控制信号时的状态，阀芯在弹簧力及 P 腔压力作用下关闭，气源被切断，A 与 T 相通，阀没有输出；当加上控制信号 K[见图 10-22 (b)] 时，阀芯下移，打开阀口使 P 与 A 相通，阀有输出。此阀属常闭型二位三通阀，若将 P、T 换接，则为常通型二位三通阀。

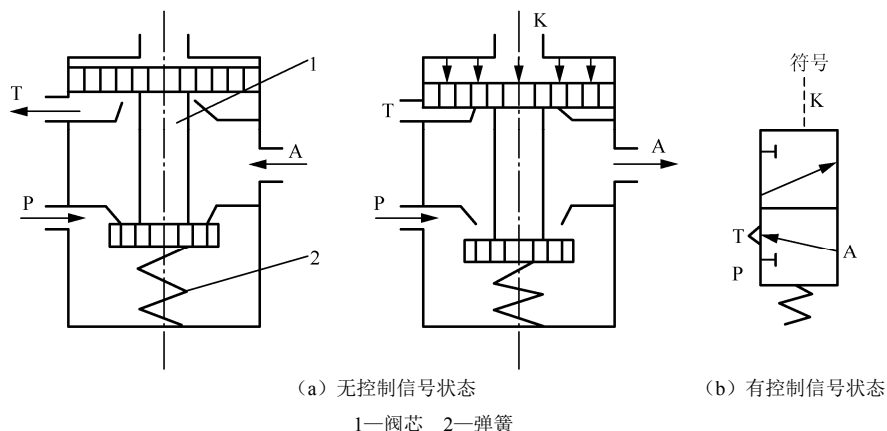


图 10-22 截止式换向阀的工作原理

#### ② 截止式换向阀的特点。

优点：阀芯行程短，故换向迅速，通流能力强，流量特性好，易于设计成结构紧凑的大通径阀；阀的密封性好，泄漏量小；抗粉尘及污染能力强，阀件耐磨损，对气源过滤精度要求不高。

缺点：阀的换向力较大，换向时的冲击力也较大，故不宜用在灵敏度要求较高的场合；截止式阀在换向的瞬间，气源口、输出口和排气口可能因同时相通而发生串气现象，此时会出现较大的系统气压波动。

### (2) 电磁控制换向阀。

电磁控制换向阀是利用电磁力的作用来实现阀的切换以控制气流的流动方向。与液压传动中的电磁控制换向阀一样，也由电磁铁控制部分和主阀两部分组成。按控制方式不同分为直动式电磁阀和先导式电磁阀两种。它们的工作原理分别与液压阀中的电磁阀和电液

换向阀相类似。只是两者的工作介质不同，因此在此便不再详述。

### 10.2.5 逻辑元件

气动逻辑元件是以压缩空气为介质，通过元件的可动部件（如膜片、阀芯）在气控信号作用下动作，改变气流流动方向，从而实现一定逻辑功能的气体控制元件。

气动逻辑元件分类方法很多，按工作压力可分为高压、低压、微压三种；按结构形式可分为截止式、膜片式、滑阀式和球阀式等；按逻辑功能可分为“是门”元件、“或门”元件、“与门”元件、“非门”元件和双稳元件等。其中，高压截止式逻辑元件是依靠控制气压信号推动阀芯或通过膜片的变形推动阀芯动作，改变气流的流动方向以实现一定逻辑功能的逻辑元件，其阀芯是自由圆片或圆柱体，检查、维修、安装方便，具有行程小、流量大、工作压力高、对气源净化要求低、适应能力强等特点；高压膜片式逻辑元件由带阀口的气室和能够摆动的膜片构成，它通过膜片两侧造成压力差使膜片向一侧摆动，从而开关相应的阀口，使气流的流向、流路切换，以实现各种逻辑控制功能，其结构简单，内部可动部件摩擦小，寿命长，密封性好。这里仅对高压截止式逻辑元件进行介绍。

#### 1. 高压截止式逻辑元件

##### 1) 或门元件

或门元件有两个输入口，当有一个输入口或两个同时有输入信号时，元件就有输出。如图 10-23 所示为或门元件的结构原理图。图中 a、b 为信号的输入孔，s 为输出孔。当只有 a 有输入信号时，阀芯下移封住信号孔 b，气流经 s 输出；当只有 b 有输入信号时，阀芯上移封住信号孔 a，s 也有信号输出；a、b 均有输入时，阀芯在两个信号作用下上移或下移，或保持在中位，s 均会有信号输出，即  $s=a+b$ 。

##### 2) 是门和与门元件

是门元件的输入和输出信号之间始终保持相同的状态。与门元件是当两个输入信号均有时才有输出信号。

如图 10-24 所示为是门和与门元件的工作原理图。图中 a 为信号输入孔，s 为信号输出孔，中间孔接气源 P 时为是门元件。当 a 无输入时，阀芯在气源压力和弹簧力作用下，封住 P、s 间的通道，s 无输出；反之，当 a 有输入信号时，膜片在输入信号作用下将阀芯推动下移，P 与 s 相通，s 有输出，即  $s=a$ 。

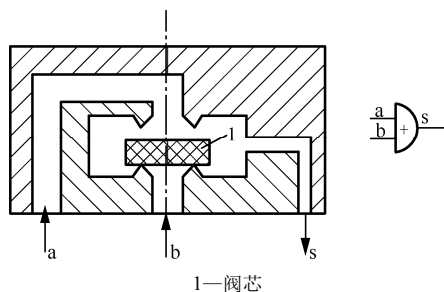


图 10-23 或门元件

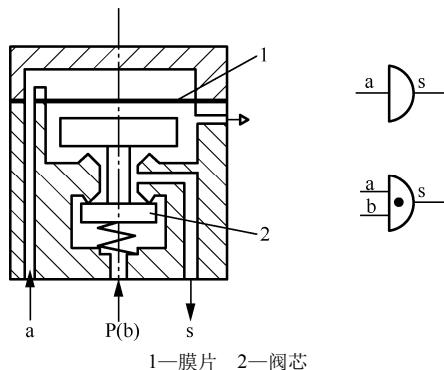


图 10-24 是门和与门元件

若将中间孔不接气源而换接另一输入信号 b,即成与门元件,即  $s=ab$ 。

### 3) 非门和禁门元件

非门元件的输入与输出之间始终保持反相的状态。禁门元件中 a 的输入信号对 b 的输入信号起“禁止”作用。

如图 10-25 所示为非门与禁门元件的工作原理图。在非门元件中, a 为信号输入口, P 为气源口, s 为信号输出口。当元件的输入端 a 无信号输入时, 阀芯在气源压力 p 作用下移至上端极限位置, s 口有输出; 当 a 口有输入信号时, 作用在膜片上的气压经阀杆使阀芯下移, 关断气源通路, 没有输出, 即  $s=\bar{a}$ 。

若把气源口 P 改为信号 b 的输入口, 该元件就变为禁门元件。当 a、b 均有输入信号时, 阀杆及阀芯在 a 输入信号作用下封住 b 孔, s 无输出; 在 a 无输入信号而 b 有输入信号时, s 就有输出, 即  $s=\bar{a}b$ 。

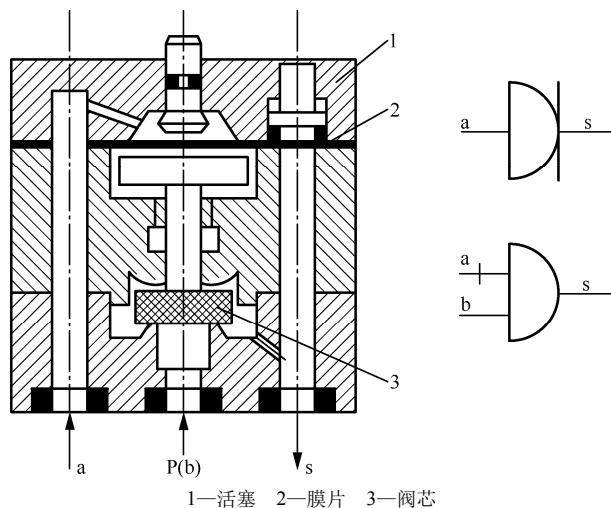


图 10-25 非门和禁门元件

### 4) 或非门

或非元件是在非门元件的基础上增加两个信号输入端, 即具有 a、b、c 三个输入信号。如图 10-26 所示为其工作原理图, 当所有的输入端都没有输入信号时, 元件有输出 s; 只要三个输入端中有一个有输入信号, 元件就没有输出 s, 即  $s=\overline{a+b+c}$ 。

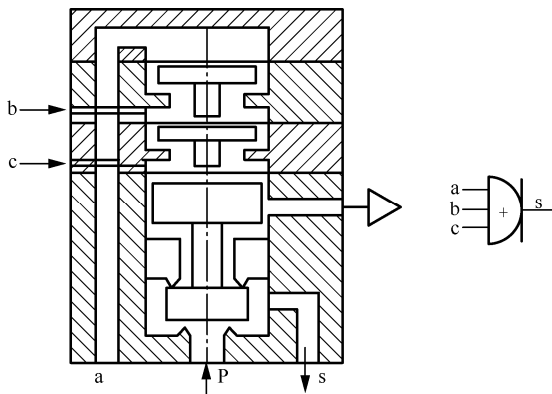


图 10-26 或非元件

或非元件是一种多功能逻辑元件，用它可组成与门、是门、或门、非门及双稳等各种逻辑功能。

### 5) 双稳元件

双稳元件也称双记忆元件，其输出信号状态除了取决于输入信号的有无之外，也取决于输入信号输入前元件所处的状态。

如图 10-27 所示为双稳元件的工作原理图。当 a 有输入信号时，阀芯右移至右极限位置，气源 P 与  $s_1$  相通， $s_1$  有输出， $s_2$  与排气口相通， $s_2$  无信号输出，此时双稳处于“1”状态，在控制端 b 的输入信号到来之前，a 的信号消失后，阀芯保持原位不变，不改变  $s_1$  的输出信号状态；当 b 有输入信号时，阀芯向左移动，P 与  $s_2$  相通， $s_2$  有输出， $s_1$  与排气口相通，双稳处于“0”状态，在 b 信号消失后，a 信号未到来前，元件一直保持此状态。

注意：双稳元件的两个输入端不能同时加输入信号，那样元件将处于不定工作状态。

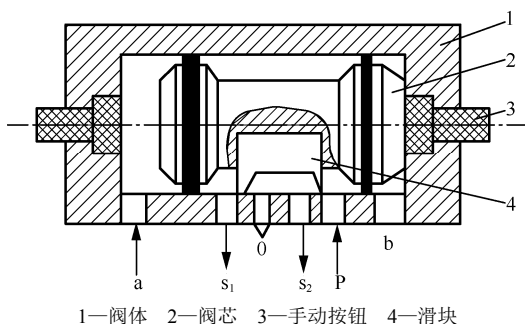


图 10-27 双稳元件的工作原理图

## 2. 逻辑元件的选用

气动逻辑控制系统，常用于一般工厂的设备中。高压逻辑元件输出功率大，气源过滤要求不高；低压逻辑元件用于气动仪表配套的控制系統；微压逻辑元件用于与射流系统、气动传感器配套的系统。

逻辑元件的输出流量和响应时间等在设计系统时可根据系统要求参照有关资料选取。逻辑元件应尽量集中布置，以便于集中管理。因信号的传输有一定的延时，信号的发出点与接收点之间不能相距太远。逻辑元件要相互串联时，一定要有足够的流量，否则可能推不动下一级元件。

## 10.3 气动基本回路

气动系统无论多么复杂，都是由一些具有不同功能的基本回路组成的。本节主要介绍一些常用的基本回路。

### 10.3.1 方向控制回路

方向控制回路是通过控制汽缸进气方向，从而改变活塞运动方向的回路。

### 1. 单作用汽缸换向回路

单作用汽缸常采用两位三通阀实现方向控制，如图 10-28 所示。当电磁阀通电时，活塞杆伸出；断电时，活塞杆在弹簧力作用下自动返回。

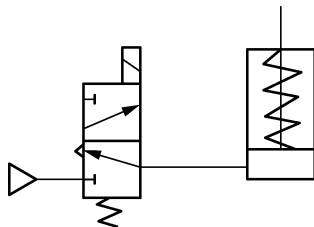


图 10-28 单作用汽缸换向回路

### 2. 双作用汽缸换向回路

双作用汽缸通常采用两位五通阀或三位五通阀来实现方向控制。如图 10-29 (a) 所示为两位五通双电控阀控制汽缸换向。双电控阀为双稳态阀，具有记忆功能，当汽缸在伸出时突然断电，汽缸仍保持在原来的状态。如图 10-29 (b) 所示为三位五通阀控制汽缸换向。该回路有中停功能，但因气体的可压缩性，汽缸的定位精度较差。

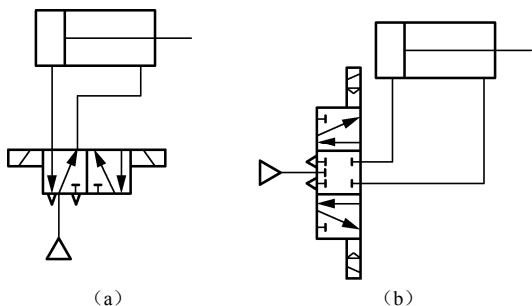


图 10-29 双作用汽缸换向回路

## 10.3.2 压力控制回路

压力控制回路是用来调节和控制系统压力，使之保持在某一规定的压力范围内。常用的为二级压力控制回路。

如图 10-30 (a) 所示的压力控制回路是最基本的压力控制回路，由气动三联件组成，主要由减压阀来实现压力控制。

如图 10-30 (b) 是利用两个减压阀提供两种不同压力，经两位三通电磁阀实现自动选择压力，以向同一系统间或输出高低压力  $p_1$ 、 $p_2$ 。

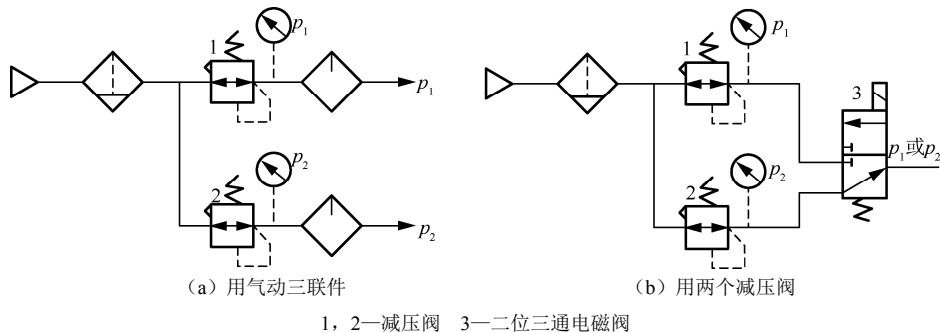


图 10-30 压力控制回路

### 10.3.3 速度控制回路

通常, 汽缸的速度控制是指其到达行程端点的时间在所要求的时间范围之内的平均速度控制, 这种汽缸的速度控制方法大多采用节流调速。

#### 1. 单作用汽缸速度控制回路

如图 10-31 所示为单作用汽缸的速度控制回路。在图 10-31 (a) 中, 利用两个反接的单向节流阀控制活塞杆的伸出和缩回速度。在图 10-31 (b) 中, 汽缸活塞上升时节流调速, 下降时则通过快速排气阀排气, 使活塞杆快速返回。

#### 2. 双作用汽缸速度控制回路

如图 10-32 所示为双作用汽缸的速度控制回路。图 10-32 (a) 为采用单向节流阀来实现汽缸活塞杆伸出和退回两个方向的速度控制。图 10-32 (b) 为采用排气节流阀的双向调速回路。当外负载变化不大时, 采用排气节流调速方式, 进气阻力小, 调速效果好。

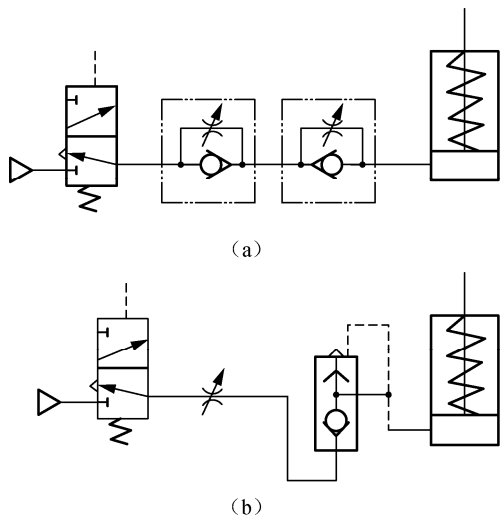


图 10-31 单作用汽缸速度控制回路

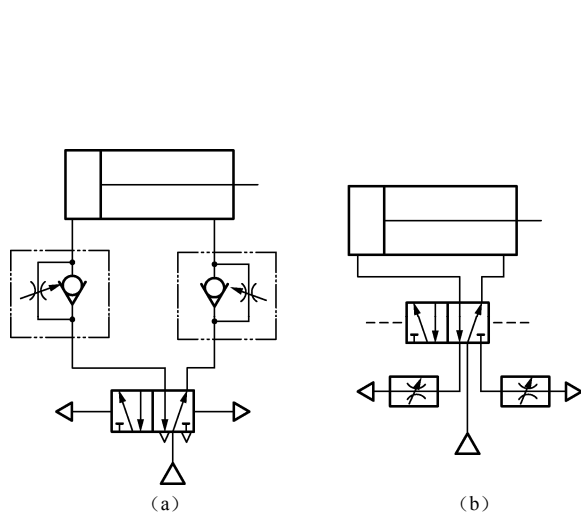


图 10-32 双作用汽缸速度控制回路

#### 3. 缓冲回路

汽缸在行程长、速度快、惯性大的情况下, 往往需采用缓冲回路来消除冲击。如图 10-33 (a) 所示为用机控阀和流量控制阀配合使用的缓冲回路。该回路可实现快进—慢进缓冲—停止—快退的循环, 改变机控阀的安装位置, 可改变缓冲的开始时刻。该回路常用于惯性大的场合。

如图 10-33 (b) 所示为利用顺序阀实现的缓冲回路。当活塞返回到行程末端时, 无杆腔的压力已下降到不能打开顺序阀, 腔室内的剩余空气只能经节流阀排出, 由此汽缸运动得以缓冲。该回路常用于汽缸行程长、速度快的场合。



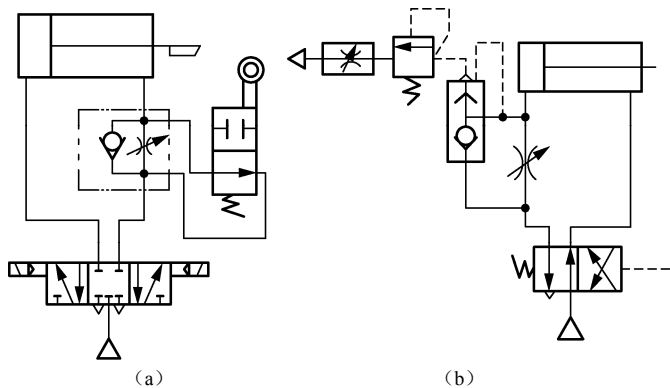


图 10-33 缓冲回路

#### 4. 气液联动速度控制回路

气液联动速度控制回路是以气压为动力，利用气液转换器或气液阻尼缸控制气动执行机构的运动速度，从而得到良好的调速效果。

如图 10-34 所示为利用气液转换器将气压变成液压，再利用液压油去驱动液压缸的速度控制回路。当压缩空气进入气液转换器 1，气压将液压油送出，经单向节流阀流入缸的有杆腔。同时，无杆腔的液压油经单向节流阀进入气液转换器 2，将压缩空气压出气液转换器 2，经换向阀排入大气，液压缸活塞杆退回。当换向阀换向后，液压缸活塞杆伸出。调节节流阀可以改变液压缸运行的速度。

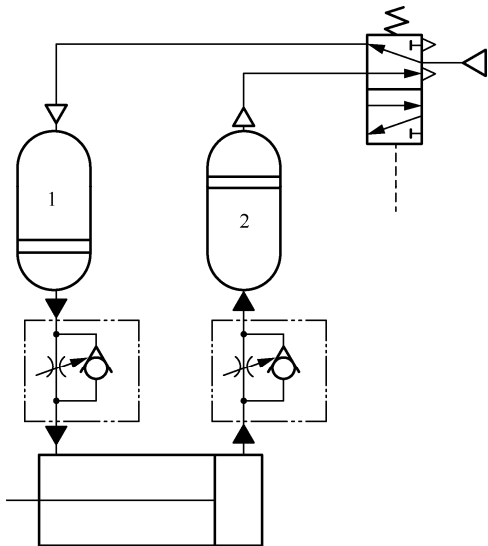


图 10-34 用气液转换器的速度控制回路

### 10.3.4 其他回路

#### 1. 同步动作回路

同步动作是指驱动两个或多个执行机构时，使它们在运动中位置保持同步。

如图 10-35 (a) 所示为简单的同步回路, 它采用刚性连接部件连接两活塞杆, 迫使 A、B 两缸同步。

如图 10-35 (b) 所示为采用气液转换的同步回路, 图中缸 1 的下腔与缸 2 的上腔接管相连, 内部注入液压油。只要保证两缸的缸径相同, 活塞杆直径相等就可实现同步。使用中如发生液压油的泄漏或者油中混入空气都会破坏同步, 因此要经常打开气堵 3 放气并补入油液。

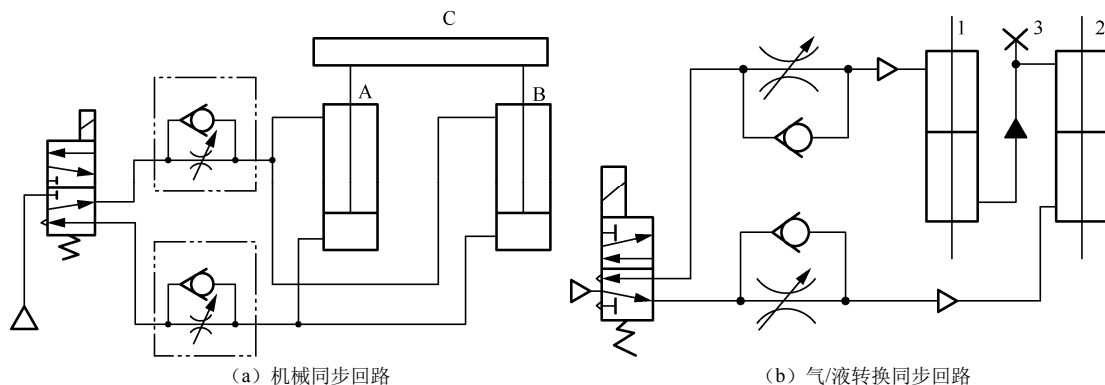


图 10-35 同步控制回路

## 2. 安全保护回路

在气动系统中, 为了保护操作者的人身安全和设备的正常运转, 常采用安全保护回路。

### 1) 过载保护回路

如图 10-36 所示为典型的过载保护回路, 当活塞杆在伸出途中遇到障碍或其他原因使汽缸超载时, 活塞就立即缩回, 实现过载保护。在图示回路中, 若活塞杆在伸出过程中遇到障碍, 则无杆腔压力升高, 打开顺序阀 1, 主控阀 3 换向, 活塞立即返回。

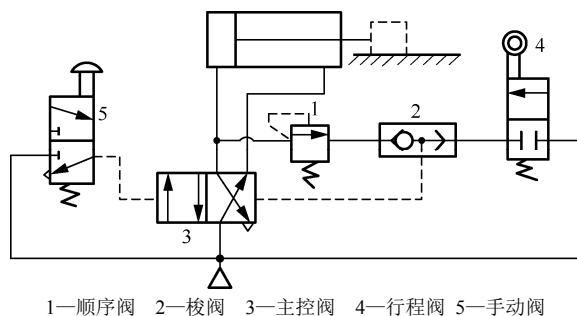


图 10-36 过载保护回路

### 2) 互锁回路

如图 10-37 所示回路能防止各缸同时动作、保证只有一个汽缸动作的互锁回路。回路主要利用梭阀 1、2、3 及换向阀 4、5、6 进行互锁。如切换阀 7, 阀 4 也将切换, 使 A 缸活塞杆伸出。与此同时, A 缸的进气气流使梭阀 1、2 动作, 把阀 5 和 6 锁定。故此时即使阀 8、9 有切换信号, B、C 缸也不会动作。只有阀 7 复位后, 才能使其他缸动作。

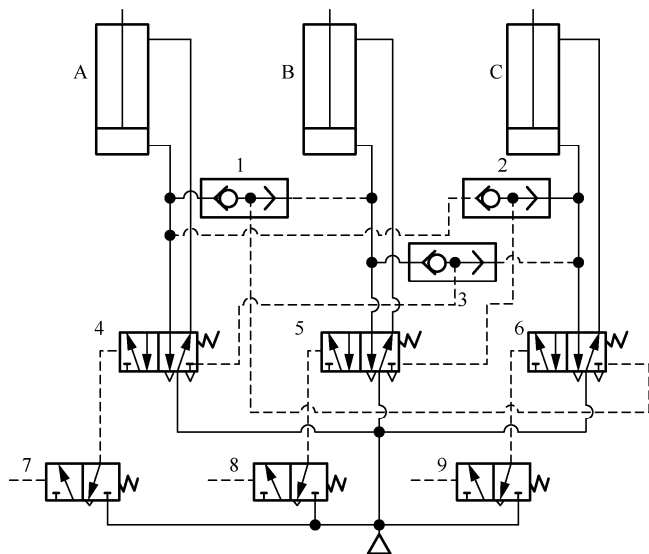


图 10-37 互锁回路

### 3. 往复动作回路

往复动作是指在气动回路中，各个气缸按一定程序完成各自的动作。

#### 1) 单往复动作回路

如图 10-38 所示为两种常用的单往复动作回路。图 10-38 (a) 是行程阀控制的单往复回路。按下阀 1 的手动按钮，压缩空气使阀 3 换向，活塞杆前进，当撞块碰下行程阀 2 时，阀 3 复位，活塞自动返回。如图 10-38 (b) 所示为压力控制的单往复回路，按下阀 1 的手动按钮，阀 3 切换，活塞右行，当活塞行程达到终点时，气压升高，打开顺序阀 2，使阀 3 换向，气缸返回。

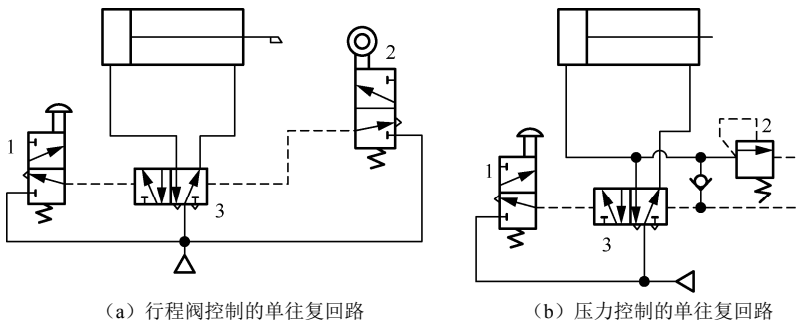


图 10-38 单往复动作回路

#### 2) 多往复运动回路

如图 10-39 所示为多往复运动回路，能完成连续的动作循环。当按下阀 1 的按钮后，阀 4 换向，活塞向前运动，此时由于阀 3 复位将气路封闭，阀 4 不能复位，活塞继续前进。到行程终点压下行程阀 2，使阀 4 控制气路排气，在弹簧作用下阀 4 复位，气缸返回，在终点压下阀 3，阀 4 换向，重复上一循环动作。提起阀 1 的按钮，阀 4 复位，活塞返回而停止运动。

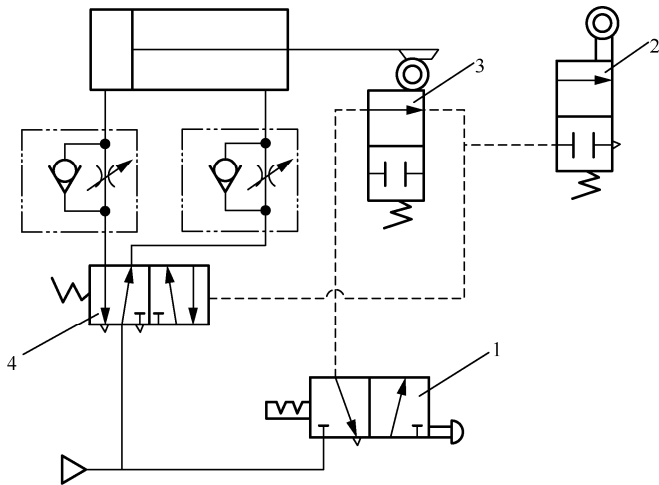


图 10-39 多往复运动回路

## 10.4 气动系统实例

随着机械化、自动化的发展,与机械、液压、电气、电子技术巧妙结合的气动技术已广泛运用于自动化的各个领域。本节介绍两个气动系统实例:气液动力滑台气动系统和射芯机气动系统。

### 10.4.1 气液动力滑台气动系统

气液动力滑台是采用气液阻尼缸作为执行元件。由于在它的上面可安装单轴头、动力箱或工件，因而在机床上常用来实现进给运动。如图 10-40 所示为气液动力滑台的气动系统图，它可完成两种工作循环：

1. 快进→慢进（工进）→快退→停止

当手动阀 4 处于图示状态时, 就可实现上述动作循环。其动作原理为: 当手动阀 3 切换到右位时, 实际上就是给予进刀信号, 在气压作用下汽缸活塞开始向下运动, 液压缸中活塞下腔的油液经行程阀 6 的左位和单向阀 7 进入液压缸活塞的上腔, 实现快进。当快进到活塞杆上的挡铁 B 切换行程阀 6 (使它处于右位) 后, 油液只能经节流阀 5 进入上腔, 调节节流阀的开度, 即可调节气液阻尼缸的运动速度, 所以活塞开始慢进 (工进)。当慢进到挡铁 C 使行程阀 2 切换到左位时, 输出气信号使阀 3 切换到左位, 这时汽缸活塞开始向上运动, 液压缸活塞上腔的油液经阀 8 的左位和手动阀 4 中的单向阀进入液压缸的下腔, 实现快退。当快退到挡铁 A 切换行程阀 8 而使油液通道被切断时, 活塞便停止运动, 改变挡铁 A 的位置, 就可以改变“停”的位置。

## 2. 快进→慢进→慢退→快退→停止

关闭手动阀 4 (使它处于左位) 时, 就可实现快进→慢进→慢退→快退→停止的双向进给程序。其动作循环中的快进→慢进动作原理与上述相同。当慢进至挡铁 C 切换行程阀 2

图中，带定位机构的手动阀 1、行程阀 2 和手动阀 3 组合成一只组合阀块；阀 4、5 和 6 为另一组合阀；补油箱 10 用以补偿系统中的漏油，一般可用油杯来代替。

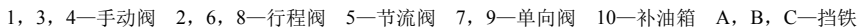


图 10-40 气液动力滑台气动系统

射芯机是铸造生产中广泛采用的一种制造砂芯的机器，它有许多种类型。这里介绍的产 2ZZ8625 型两工位全自动热芯盒射芯机主机部分（射芯工位）的气动系统。该机由热芯盒射芯机（主机）和两台取芯机（辅机）组合而成，有射芯和取芯两个工位。射芯的动作程序是工作台上升—芯盒夹紧—射砂—排气—工作台下降—打开加砂闸门—关闭加砂闸门。芯盒进出主机是借助于工作台小车在射芯机和取芯机之间的往复运动完成的。

全机采用电磁—气控系统，可以实现自动、半自动和手动三种工作方式。射芯机（主机）部分的气动工作原理图如图 10-41 所示。

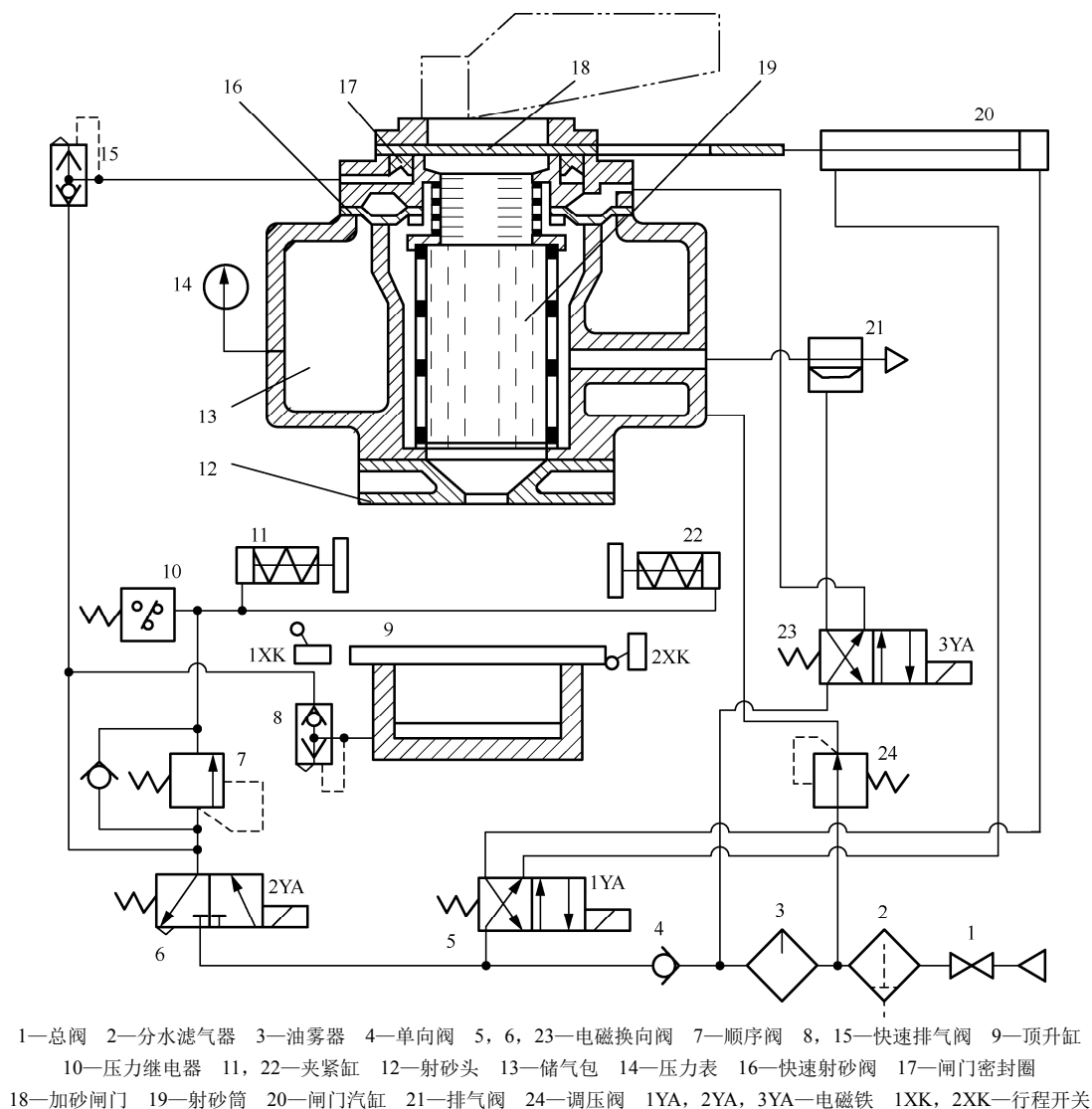


图 10-41 2ZZ8625 型射芯机（射芯工位）气动系统原理

射芯机在原始状态时，加砂闸门 18 和环形薄膜加砂阀 16 关闭，射砂筒 19 内装满芯砂。按照射芯机的动作程序，现将其气动系统的工作过程分四个步骤叙述如下：

（1）工作台上升和芯盒夹紧：空芯盒随同工作台被小车送到顶升缸 9 的上方，并压合行程开关 1XK，使电磁铁 2YA 通电，电磁换向阀 6 换向。经阀 6 出来的气流分为三路：第一路经快速排气阀 15 进入闸门密封圈 17 的下腔，用以提高密封圈的密封性能；第二路经快速排气阀 8 进入顶升缸 9，升起工作台，使芯盒压紧在射砂头 12 的下面，将芯盒垂直夹紧；当缸 9 中的活塞上升到顶点后，管路中的气压升高，达到 0.5MPa 时，单向顺序阀 7 开启，使第三路气流进入夹紧缸 11 和 22，将芯盒水平夹紧。

（2）射砂：当夹紧缸 11 和 22 内的气压力大于 0.5MPa 后，压力继电器 10 压合，电磁铁 3YA 通电，使换向阀 23 换向，排气阀 21 关闭，同时使环形薄膜射砂阀 16 的上腔排气。此时，储气包 13 中的压缩空气将顶起射砂阀 16 的薄膜，使储气包内的压缩空气快速进入射砂筒进行射砂。射砂时间的长短由时间继电器控制。射砂结束后，3KA 断电，换向阀 23

复位,使射砂阀 16 关闭,排气阀 21 敞开,排除射砂筒内的余气。

(3) 工作台下降:射砂筒排气后,2YA 断电,换向阀 6 复位,使顶升缸 9 下降;夹紧缸 11 和射砂头 12 同时退回原位,并使闸门密封圈 17 下腔排气。当顶升缸下降到最低位置后,射好砂芯的芯盒由工作台小车带动与工作台一起被送到取芯机,去完成硬化与起模工序。

(4) 加砂:当工作台下降到终点压合行程开关 2XK 时,1YA 通电,换向阀 5 换向,使加砂闸门 18 打开,砂斗向射砂筒 19 内加砂,加砂的时间长短由时间继电器控制。到达预定时间时,电磁铁 1YA 断电,换向阀 5 复位,使加砂停止。

至此,射芯机完成了一个工作循环。该系统由快速排气回路、顺序控制回路、电磁换向回路和调压回路等基本回路组成。由于采用电磁-气控,使此系统具有自动化程度高、动作联锁、安全保护完善和系统简单等优点。

## 本章小结

本章首先简要介绍了气动技术发展简史,并通过实例使读者对气压传动有了感性认识,然后介绍了气压传动的工作原理、组成、特点、气动元件、基本回路和气动系统实例。

为了讲解气动基本回路和气动系统实例,先对气压传动系统中的气动元件进行了介绍,包括提供合乎质量要求的压缩空气的气源装置,对气体的压力、流量及运动方向进行操控的控制元件,将压力能转换成机械能并完成做功的执行元件,能完成一定逻辑功能的逻辑元件,以及保证系统可靠性、使用寿命、改善工作环境所必需的辅助元件。主要讲述了各气动元件的工作原理。

然后,主要从方向控制、压力控制及速度控制三个方面对气动基本回路进行了介绍。另外,还介绍了一些其他气动基本回路。气动基本回路是构成复杂气动系统的基础回路。在以上讲解的基础上,以气液动力滑台气动系统和射芯机气动系统为例介绍了较复杂气动系统的工作原理。

## 思考与练习

- 10-1 气压传动由哪几部分组成?试说明各部分的作用?
- 10-2 气源装置由哪些元件组成?各部分的作用是什么?
- 10-3 什么是气动三联件?每个元件起什么作用?
- 10-4 什么是气动逻辑元件?试述“是”、“与”、“非”、“或”的概念,画出其逻辑符号。
- 10-5 是门元件与非门元件结构相似,是门元件中阀芯底部有一弹簧,非门元件中却没有,说明是门元件中弹簧的作用,去掉该弹簧,是门元件能否正常工作,为什么?
- 10-6 使用气马达和汽缸时应注意哪些事项?
- 10-7 什么是气马达?气马达有哪些特点?
- 10-8 压缩机排出的压缩空气如果不进行净化有哪些危害?
- 10-9 气动系统使用过程中应注意哪些事项?
- 10-10 试绘出气控回路图,要求汽缸缸体左右换向,可在任意位置停止,并使其左右运动速度不等。
- 10-11 试设计一个可使双作用汽缸快速返回的控制回路。要求用下列气阀:一个单电控二位五通阀,一个单向节流阀,一个快速排气阀。

# 第 11 章 液力流体力学基础

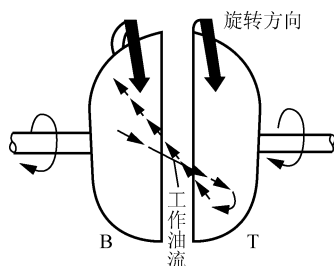


## 教学要求

通过本章学习，了解液力传动基本理论，掌握相对伯努利方程、液流速度三角形、欧拉方程、相似原理等内容。

## 引 例

在液力传动中，液体传递能量时将机械能转变为液体能，再将液体能转变为机械能，如例图 11-1 所示。液体能有三种方式，位能、压力能、动能，液体与工作叶片相互作用并遵循一定的流体力学原理，实现能量的连续变化。



例图 11-1 叶片与液体能量转化简图

## 11.1 概 述

液压传动是以液体的静压力靠容积变化相等的原理来实现液体的压力能与机械能的能量传递。液力传动是液体传动的另一分支，它是由几个叶轮组成的一种非刚性连接的传动装置。这种装置把机械能转换为液体的动能，再将液体的动能转换成机械能。主要元件有液力耦合器和液力变矩器。在液力传动系统中它作为一个独立的液力传动部件并常与机械变速器相连，驱动工作装置对外做功。

液力传动实际上就是一组离心泵——涡轮机系统(如图 11-1 所示)。离心泵为主动部分，它带动液体旋转。此高速旋转的液体自泵内流出后就推动从动部分——涡轮机，从而实现能量的传递，这便是液力传动的基本原理。现代液力传动装置可以看成是由上述离心泵——涡轮机组演化而来的。



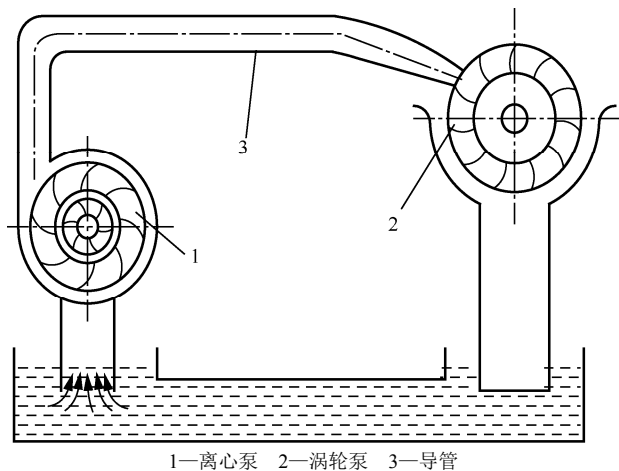


图 11-1 液力传动原理图

液力传动主要有以下特点。

### 1. 自动适应性能

当外载荷增大时，变矩器能使车辆自动增大牵引力，同时车辆自动减速，以克服增大了的外载荷。反之，当外载荷减小时，车辆又能自动地减小牵引力，提高车辆的速度。因此，即保证了发动机能经常在额定工况下工作、避免发动机由外载荷突然增大而熄火，同时也满足了车辆牵引工况和运输工况的要求。

### 2. 防振、隔振性能

由于液力传动的工作介质是液体，它们之间的连接是非刚性的，所以可吸收来自发动机和外界负载的冲击和振动，使机器启动平稳、加速均匀、延长零件寿命。以重型载重汽车为例，在使用液力传动后，发动机寿命可增加 47%，变速箱寿命可增加 400%，后桥差速器寿命可增加 93%。这对经常处于恶劣环境下工作的工程机械尤其有重要意义。

### 3. 透穿性能

透穿性能是指泵轮转速不变的情况下，当负载变化时引起输入轴（即泵轮或发动机轴）力矩变化的程度。由于液力元件类型的不同而具有不同的透穿性，可根据工作机械的不同要求与发动机合理匹配，借以提高机械的动力和经济性能。

### 4. 较高的通过性能

液力变矩器可以使车辆以爬行的速度行驶，这样便可使附着力增加。

### 5. 较高的舒适性

采用液力传动后，可以平稳起步，并在较大的速度范围内无级变速，可以吸收和减少振动及冲击，从而提高了车辆的舒适性。

## 6. 简化了车辆的操纵

因为液力变矩器本身就是一个无级自动变速器，发动机的动力范围得到了扩大，故变速箱的挡数可以减小。加以采用动力换挡装置后，换挡操纵简便，从而大大降低驾驶员的劳动强度。另外由于变矩器可避免发动机因外载荷突然增大而熄火，所以司机可不必为发动机熄火而担心。

液力传动的主要缺点是：与一般机械传动相比，液力传动效率较低，高效范围较窄，需要增设冷却补偿系统，使结构复杂、成本高。

## 11.2 液力传动的基本理论

了解液体在工作轮中的运动和动力情况，有助于正确理解液力传动的基本原理和规律，更好地理解液力偶合器和液力变矩器的工作原理和特性。

### 11.2.1 相对运动伯努利方程式

当连续的、不可压缩的液体沿着任何形状的静止管道作稳定流动时，只要液体在管道中没有流量、能量的输入或输出，若不计各种能量的损失，则在管道的任意两个缓变流动的端面上将遵守液压流体力学中所述的伯努利方程式，即

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (11-1)$$

式(11-1)是实际液体在静止流道中流动时的能量守恒定律的数学表达式，也称为绝对运动的伯努利方程。它表明，如果不计能量损失，在任一缓流断面上三种能量（位能、压能、动能）可互相转换而能量总和不变。

上述方程只适应于液体在静止不动的流道中流动时的情况，但对于液力传动中流动在工作轮里的液体就不适用了。因为液体在这些工作轮中的运动，除了有沿着工作轮流道作相对运动外，同时还作与工作轮一起旋转的牵连运动。因此要计算液体流动的各种参数，就需要导出相对运动的伯努利方程。

假设将被研究的工作轮放在可旋转的平台上，工作轮的旋转轴与平台的旋转轴重合，给平台一个转速 $-u$ ，使平台旋转轴的旋转方向与工作轮的旋转方向相反且转数相同。此时工作轮中液体的相对速度就可看作绝对速度（因牵连速度为零）。就可利用公式(11-1)了。但应考虑因平台旋转而使工作轮中液体失去的能量 $u^2/2g$ 。

因此，相对运动的伯努利方程式（相对于运动坐标而言的方程式）为

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} \quad (11-2)$$

式中， $w_1$ 、 $w_2$ 分别为液体质点进出口处的相对速度； $u_1$ 、 $u_2$ 分别为液体质点进出口处的牵连（圆周）运动速度。

上式还可以改写为

$$Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - \left( Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} \right) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (11-3)$$

式中  $Z_1 + p_1 / \rho g + w_1^2 / 2g$  就是相对运动液流在工作轮进口处单位重量液体的总机械能； $Z_2 + p_2 / \rho g + w_2^2 / 2g$  是在出口处单位重量液体的总机械能。对于泵轮  $u_2 > u_1$ ，说明泵轮出口处总机械能要比入口处的总机械能大  $(u_2^2 - u_1^2) / 2g$ ，大出的这部分能量正是由于动力使液体产生了牵连运动，有了离心力而使液体动能增加的。如果是涡轮，则与泵轮相反。因涡轮的  $u_2 < u_1$ ，所以它的出口处要比入口处总机械能少  $|u_2^2 - u_1^2| / 2g$ ，而这部分能量被涡轮吸收后对外输出机械能。

要注意， $(u_2^2 - u_1^2) / 2g$  是相对于动坐标系而言的，它并不等于液体质点在绝对运动中（即相对地球这个固定坐标而言的运动）由工作轮所做给液体的全部能量。

### 11.2.2 液流在工作轮中的流动和速度三角形

液体在工作轮中的流动是一种复合的空间运动。液体既要随工作轮一起作旋转运动，又要在旋转的工作轮叶片流道内流动，所以，液体在工作轮中的合成运动是呈螺管形态的运动（如图 11-2 所示）。为了便于研究分析，将复杂的空间运动进行如下简化：

（1）工作轮叶片无限多、无限薄。这样就可认为液体质点在叶轮内的流动是轴对称的，即质点的运动轨迹和叶片形状一样，叶轮中每个相应点上的运动轨迹和速度相同。

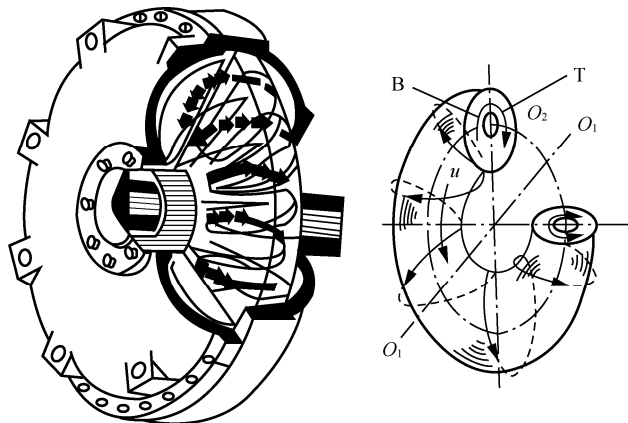


图 11-2 液流的螺管流动

- （2）工作轮出口处的流动情况与进口处流动的情况无关。
- （3）以平均流线代表整个工作轮叶片流道内液体运动的物理现象。
- （4）液体不可压缩、稳定流动、无能量损失。

在工作轮中的平均流线上，任意点  $A$  处流体流动的速度可用速度三角形表示：

$$\boldsymbol{v} = \boldsymbol{u} + \boldsymbol{w} \quad (11-4)$$

式中  $\boldsymbol{v}$  为液流的绝对速度； $\boldsymbol{u}$  为液流随工作轮一起转动的速度，即牵连速度； $\boldsymbol{w}$  为液流沿着叶片方向运动的速度，即相对速度。由  $\boldsymbol{u}$ 、 $\boldsymbol{v}$ 、 $\boldsymbol{w}$  组成的三角形称为速度三角形（如图 11-3 所示）。

另外，又可把绝对速度  $\boldsymbol{v}$  分解为两个互相垂直的速度分量  $\boldsymbol{v}_u$ 、 $\boldsymbol{v}_m$ ， $\boldsymbol{v}_u$  是绝对速度的圆周分速度，是计算速度环量的参数； $\boldsymbol{v}_m$  是绝对速度的轴面分速度，它关系到循环流量的大小。

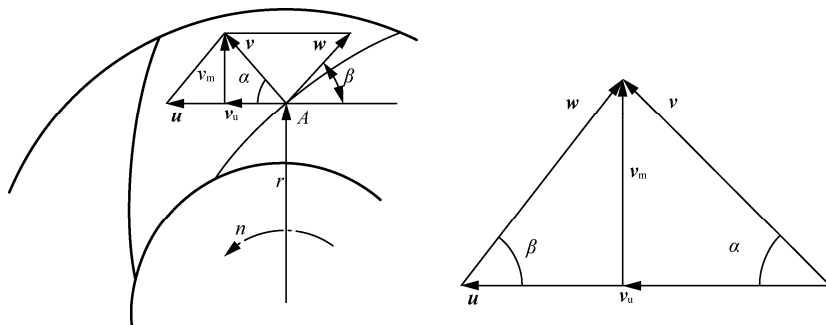


图 11-3 工作轮的液流速度三角形

### 11.2.3 工作轮的力矩方程

在液力传动中，需要计算工作轮的力矩。而求工作轮的力矩则要用到动量矩定理。质量为  $m$  的质点与其运动的绝对速度  $\mathbf{v}$  的乘积就是该质点的动量，动量  $m\mathbf{v}$  是个矢量。动量矩则是动量与该质点到旋转轴  $O$  的垂直距离  $r'$ （见图 11-4）的乘积，以  $L$  表示

$$L = mvr' = mvr \cos \alpha = mv_u r \quad (11-5)$$

式中  $r'$  为质点到  $O$  轴的半径。 $r' = r \cos \alpha$ ， $v_u = v \cos \alpha$ 。

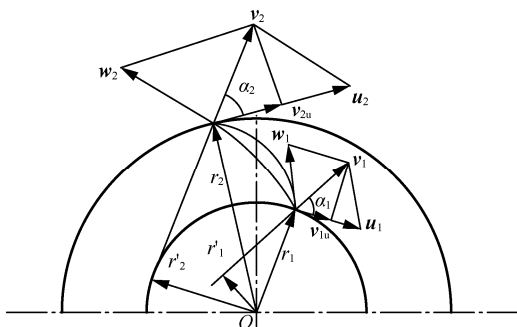


图 11-4 工作轮动量矩示意

根据动量矩定理，工作轮作用于质点的力矩等于单位时间内液体质点动量矩的变化量，即

$$M = \frac{dL}{dt} = \frac{d(mv_u r)}{dt} = \frac{dm}{dt} (v_{2u} r_2 - v_{1u} r_1) \quad (11-6)$$

下标 1 表示叶轮入口处的参数符号，下标 2 表示叶轮出口处的参数符号。

若单位时间内流经工作轮的液体流量为  $Q$ ，则

$$\frac{dm}{dt} = \rho Q \frac{dt}{dt} = \rho q$$

所以

$$M = \rho Q (v_{2u} r_2 - v_{1u} r_1) \quad (11-7)$$

式中， $M$  为工作轮对液体作用的力矩 ( $\text{N} \cdot \text{m}$ )。液体对工作轮的力矩则与  $M$  大小相等，方向相反； $Q$  为工作轮流量，即循环圆流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )； $\rho$  为工作液体的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )； $r_1$ 、 $r_2$  为工作轮叶片进出口处的半径 ( $\text{m}$ )； $v_{1u}$ 、 $v_{2u}$  为工作轮进、出口处液流绝对速度  $\mathbf{v}$  的圆周分速度 ( $\text{m}/\text{s}$ )。式 (11-7) 可改写成如下形式：

$$\begin{aligned}
 M &= \frac{\rho Q}{2\pi} (2\pi v_{2u} r_2 - 2\pi v_{1u} r_1) \\
 &= \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1)
 \end{aligned} \quad (11-8)$$

式中,  $\Gamma_1$ 、 $\Gamma_2$  分别是工作轮进出口处的速度环量,  $\Gamma_1 = 2\pi v_{1u} r_1$ ,  $\Gamma_2 = 2\pi v_{2u} r_2$ 。速度环量  $\Gamma = 2\pi v_u r$ , 即速度环量等于半径  $r$  的圆周长与在  $r$  半径上液流绝对速度的圆周分速度  $v_u$  的乘积。它表明了液体旋转的程度, 工作轮的力矩取决于速度环量在出口和进口的差值。

式 (11-7) 和式 (11-8) 是工作轮的力矩方程。

如果工作轮是泵轮, 则

$$\begin{aligned}
 M_B &= \frac{\rho Q}{2\pi} (2\pi v_{B2u} r_{B2} - 2\pi v_{B1u} r_{B1}) \\
 &= \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{B2} - \Gamma_{B1})
 \end{aligned} \quad (11-9)$$

若是涡轮, 则

$$\begin{aligned}
 M_T &= \frac{\rho Q}{2\pi} (2\pi v_{T2u} r_{T2} - 2\pi v_{T1u} r_{T1}) \\
 &= \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{T2} - \Gamma_{T1})
 \end{aligned} \quad (11-10)$$

若是导轮, 则

$$\begin{aligned}
 M_D &= \frac{\rho Q}{2\pi} (2\pi v_{D2u} r_{D2} - 2\pi v_{D1u} r_{D1}) \\
 &= \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{D2} - \Gamma_{D1})
 \end{aligned} \quad (11-11)$$

式中参数加角标 B、T、D 分别表示泵轮、涡轮、导轮的相关参数。在式 (11-10) 中, 因  $v_{T2u} r_{T2} < v_{T1u} r_{T1}$ , 所以  $M_T$  是个负值, 它表示涡轮吸收了液体给予的能量而对外输出力矩。

当液体流进两个工作轮之间时, 如 B 与 T 之间、T 与 D 之间和 D 与 B 之间, 因液体不受叶片作用 (见图 11-5), 故有

$$\begin{aligned}
 \Gamma_{B1} &= \Gamma_{D2} \\
 \Gamma_{T1} &= \Gamma_{B2} \\
 \Gamma_{D1} &= \Gamma_{T2}
 \end{aligned} \quad (11-12)$$

将式 (11-12) 代入式 (11-9)、式 (11-10)、式 (11-11) 中, 得

$$\begin{aligned}
 M_B &= \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{B2} - \Gamma_{D2}) \\
 M_T &= \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{T2} - \Gamma_{B2}) \\
 M_D &= \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{D2} - \Gamma_{T2})
 \end{aligned} \quad (11-13)$$

式 (11-13) 就是单级三工作轮液力变矩器的力矩方程。可知, 液力变矩器各工作轮的力矩主要取决于相衔接的两个工作轮出口速度环量之差。

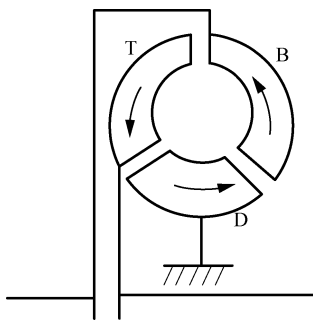


图 11-5 液力变矩器叶轮间距示意图

#### 11.2.4 欧拉方程式

由于工作轮的叶片与液体相互作用，使液体的能量发生了变化。设液体从进口流到出口的能头变化为  $H_\infty$ 。相对于地球这个固定坐标的运动中，单位重量液体在进入工作轮前所具有的总能量为  $e_1 = Z_1 + p_1 / \rho g + v_1^2 / 2g$ ，而在离开工作轮时它所具有的总能量为  $e_2 = Z_2 + p_2 / \rho g + v_2^2 / 2g + \sum h$ ，则  $H_\infty = e_2 - e_1$ ，将  $e_1$ 、 $e_2$  代入得

$$\begin{aligned} H_\infty &= Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h - \left( Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) \\ &= (Z_2 - Z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \sum h \end{aligned} \quad (11-14)$$

将式 (11-2) 移项整理后得

$$Z_2 - Z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \sum h = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

将上式代入 (11-4) 得

$$H_\infty = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (11-15)$$

式 (11-15) 就是欧拉公式的普遍形式。由此式可以看出，液体经工作轮后能量的变化（增加或减小）是由下列因素所决定：

- (1) 液体质点在绝对运动中动能的变化（公式中第三项）。
- (2) 液体质点在流道中作相对运动时，由于断面变化引起速度变化时而导致的压能变化（公式中第二项）。
- (3) 液体质点在牵连运动中由于离心力的作用而引起的能量变化（公式中第一项）。

由工作轮进口处的速度三角形可知：

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1u_1 \cos \alpha_1 \quad (11-16)$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2 \cos \alpha_2 \quad (11-17)$$

因为  $v_1 \cos \alpha_1 = v_{1u}$ ； $v_2 \cos \alpha_2 = v_{2u}$

则式 (11-6)、式 (11-7) 可写成

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2u_1v_{1u}$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2u_2v_{2u}$$

代入 (11-15) 得

$$\begin{aligned}
 H_{\infty} &= \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{(v_2^2 - v_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - 2(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \\
 &= \frac{1}{g}(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})
 \end{aligned} \quad (11-18)$$

上式说明液体流经工作轮后, 液流能量变化与液流运动情况变化(即叶轮进出口速度)间关系的欧拉方程式。

上述方程式是在工作轮流道中存在无数多个无限薄的叶片时得到的理论水头。实际上由于工作轮的叶片数是有限的, 因此, 只有紧靠叶片表面(工作面和背面)的液体质点的轨迹才会与叶片形状一致, 而在两个叶片之间的其他液流由于液体质点惯性流动的影响, 其轨迹同叶片形状有所差别。所以实际水头  $H$  和理论水头  $H_{\infty}$  是有差别的。叶片数目越少, 差别越大。在实际计算中, 根据不同情况, 用系数对其进行修正。

当叶片数是  $z=20 \sim 40$  时, 修正系数取  $0.9 \sim 0.95$ 。

### 11.2.5 液力变矩器的相似原理

在液力传动中, 由于液体在工作轮流道里流动极为复杂, 至今还不能确切地、纯理论地把它的特性计算出来。因此, 在进行液力传动装置系列化设计, 或者根据样机进行放大、缩小的仿型设计时, 都采用相似原理的设计方法, 而无需对每个液力传动元件进行逐一试验, 既能减少设计工作量, 又能保证液力传动的良好性能。因此, 相似原理是液力传动装置系列化设计或仿型设计的理论基础。

#### 1. 液力变矩器的相似条件

对不可压缩、稳定流动的液体, 能满足如下条件, 则该系列液力变矩器相似。

(1) 几何相似。如果各个液力变矩器工作轮流道形状相同, 对应的线成比例, 对应的角度相等, 则这些液力变矩器为几何相似。

(2) 运动相似。如果各个液力变矩器中液体流态相似, 即对应点液流的运动速度方向相同, 大小成比例, 或者说对应点上的速度三角形相似, 这称为运动相似。运动相似时的工况称为相似工况, 此时液力变矩器的传动比相等。

(3) 动力相似。各个液力变矩器对应点的液体质点所受力的性质相同, 即力的方向相同, 大小成比例, 这称为动力相似。实际上, 要使两个液力变矩器完全符合动力相似是不可能的。通常只考虑影响液体流动规律的主要作用力使其符合条件, 而忽略次要的力, 这种相似称为部分力学相似。对于液力变矩器, 主要的力是黏性力、惯性力, 而不考虑重力、表面力、压力等, 因此两液流的雷诺数应相等。

#### 2. 相似定律

在相似条件下, 利用流量及欧拉方程等可推导出相似定律。把两个相似的液力变矩器中的一个作为模型, 其参数的下角标用  $M$  表示, 把另一个放大或缩小的实物液力变矩器参数的下角标用  $S$  表示, 相似定理表述如下:

第一相似定律: 两个相似的液力变矩器, 其流量  $Q$  之比等于有效直径  $D$  之比的三次方与泵轮转速  $n_B$  比值的乘积。即

$$\frac{Q_M}{Q_S} = \left( \frac{D_M}{D_S} \right)^3 \left( \frac{n_{BM}}{n_{BS}} \right) \quad (11-19)$$

第二相似定律：两个相似的液力变矩器，其能头  $H$  的比值等于有效直径  $D$  比值的二次方与泵轮转速  $n_B$  比值的二次方的乘积。即

$$\frac{H_M}{H_S} = \left( \frac{D_M}{D_S} \right)^2 \left( \frac{n_{BM}}{n_{BS}} \right)^2 \quad (11-20)$$

第三相似定律：两个相似的液力变矩器，其功率  $P$  之比等于有效直径  $D$  比值的五次方与泵轮转速  $n_B$  比值的三次方及工作液体重度  $\gamma$  之比的一次方的乘积。即

$$\frac{P_M}{P_S} = \left( \frac{D_M}{D_S} \right)^5 \left( \frac{n_{BM}}{n_{BS}} \right)^3 \left( \frac{\rho_M}{\rho_S} \right) \quad (11-21)$$

第四相似定律：两个相似的液力变矩器，其力矩  $M$  之比等于有效直径  $D$  比值的五次方与泵轮转速  $n_B$  比值的二次方及液体重度  $\gamma$  之比的一次方的乘积，即

$$\frac{M_M}{M_S} = \left( \frac{D_M}{D_S} \right)^5 \left( \frac{n_{BM}}{n_{BS}} \right)^2 \left( \frac{\rho_M}{\rho_S} \right) \quad (11-22)$$

## 本章小结

本章主要介绍了相对运动的伯努利方程、工作轮中液流的速度三角形、工作轮的力矩方程、欧拉方程和相似定理。当工作轮旋转时，由于液体产生了牵连速度，导致液体在工作轮的进口 1 及出口 2 处的能量差值为  $(u_2^2 - u_1^2)/2g$ 。如果为泵轮，此值为正，表明泵轮对液体做了功，使液体能量增加；如果是涡轮，此值为负，表明涡轮对液体做了负功，即液体释放能量给涡轮。工作轮旋转时，流道中某质点的牵连速度  $u$  及该点的相对速度  $w$  合成为绝对速度  $v$ ，由  $u$ 、 $w$ 、 $v$  组成的三角形矢量图称为速度三角形。相似液力变矩器中对应点的速度三角形相似。速度三角形所处的平面，位于过工作轮轴的平面图（见图 11-3）的平均流线上的  $A$  点（比如指的是  $A$  点的速度三角形）且与  $A$  点流线相切、与轴面图相垂直的平面内。 $v$  的圆周分速度  $v_u$  关系到速度环量的大小，而  $v$  的轴面分速度  $v_m$  的方向与过流断面垂直，所以  $v_m$  关系到循环流量的大小。工作轮力矩方程式表达了力矩与速度环量的关系，液力传动就是靠液流的速度环量变化来传递能量的。力矩方程式实际上也是欧拉方程的另一种表达形式。

相似定理主要应用于：①对于大型的新设计的液力元件，因大尺寸的液力元件进行试验较为困难，可通过小的模型进行试验、预测大型液力元件的性能。②可根据较为成熟的样机，放大或缩小仿制新的液力元件。

## 思考与练习

- 11-1 工作轮的力矩方程是在什么基本理论上推导出来的？
- 11-2 工作轮的力矩方程与欧拉方程之间有什么关系？
- 11-3 液体在工作轮里流动时，其工作轮流道里某处质点的牵连速度  $u$  是否总与该处质点的绝对速度  $v$  的圆周分速度  $v_u$  方向相同？为什么？



# 第 12 章 液力变矩器

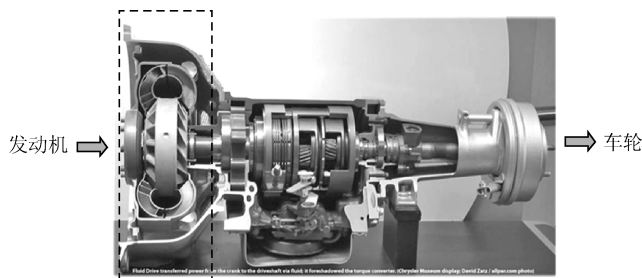


## 教学要求

通过本章学习，了解液力耦合器与液力变矩器的结构和工作原理，掌握液力变矩器的特性参数和性能曲线，掌握液力变矩器与发动机的匹配原理及匹配计算。

## 引 例

车辆在起步或上坡时需要较大的力矩，行驶时需要要有较大的速度，在整个工作过程中要求车轮转速和牵引力不断发生变化。在发动机和变速器之间安装液力变矩器，它将发动机的动力传给自动变速器的输入轴，并根据车辆行驶阻力的变化，在一定范围内自动改变其传动比，如例图 12-1 所示。



例图 12-1 车辆动力传递路线

## 12.1 液力耦合器

### 12.1.1 液力耦合器的结构

液力耦合器（如图 12-1 所示）是由两个直径相同，彼此面对面的工作轮（叶轮）组成的。由发动机曲轴 1，通过接盘 3 驱动的称为泵轮，另一个装有从动轴 2 的称为涡轮。两个叶轮都像碗状容器，里面装有许多半圆形的径向直叶片，在各叶片之间充满着工作液，两轮装合后的相对端面之间的间隙约有 3~15mm，没有机械连接，它们的内腔共同构成圆形或椭圆形的环状空腔，此环状空腔称为循环圆，工作时工作液即在其间循环流动着。此循环圆的截面示意如图 12-1 所示。

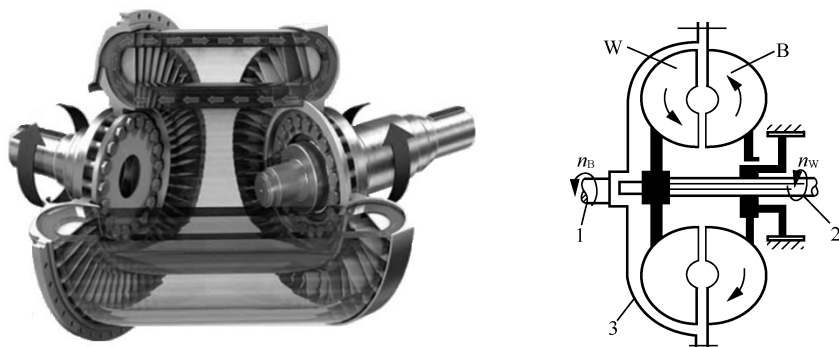


图 12-1 液力耦合器结构示意图

### 12.1.2 液力耦合器的工作原理

液力耦合器的工作原理如图 12-2 所示。当发动机带着泵轮旋转时，其中的工作液也被叶片带着一起旋转（绕泵轴作圆周运动）并在离心力作用下从叶片的内缘向外缘流动。此时泵轮叶片外缘（泵轮出口处）的压力较高（高于大气压），而内缘（泵轮中心）的压力较低（低于大气压），其压力差取决于泵轮的半径与转速。此时涡轮暂时仍处于静止状态，其外缘与中心压力相同，涡轮外缘的压力低于泵轮外缘的压力，而涡轮中心的压力则高于泵轮中心的压力。由于两个面对面的工作轮是同为一个外壳密封着，所以此时被泵轮甩到外缘的工作液就朝着涡轮外缘冲过去，使涡轮在冲击力的作用下旋转，并顺着涡轮叶片向其中心流动，然后再返回到泵轮中心，又被泵轮叶片再次甩到外缘，工作液就这样从泵轮流向涡轮，又从涡轮返回泵轮形成一个循环。在循环过程中，输入轴供给泵轮旋转力矩，泵轮使原来静止的工作液获得动能，冲击涡轮时，将工作液的一部分动能传递给涡轮，使涡轮带动从动轴旋转，因此涡轮承担着将工作液大部分动能转换成机械能的任务。

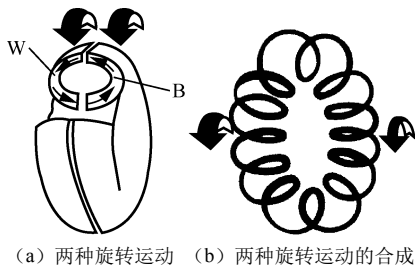


图 12-2 液力耦合器工作原理

在液力耦合器泵轮和涡轮叶片内循环流动的工作液，从泵轮叶片内缘流向外缘的过程中，泵轮对其做功，其速度和动能逐渐增大；而在从涡轮叶片外缘流向内缘的过程中，工作液对涡轮做功，其速度和动能逐渐减小。因此，液力耦合器的传动原理是：输入轴输入的动能通过泵轮传给工作液，工作液在循环流动的过程中又将动能传给涡轮输出，由于在液力耦合器内只有泵轮和涡轮两个工作轮，工作液在循环流动的过程中除了与泵轮和涡轮之间的作用力外，没有受到其他任何附加的外力，根据作用力与反作用力相等的原理，工作液作用在涡轮上的力矩应等于泵轮作用在工作液上的力矩，即输入轴传给泵轮的力矩与涡轮上输出的力矩相等，这就是液力耦合器的传动原理。

由上述可知,为了使工作液能够传递动能,必须使两个工作轮之间有一个转速差,才能保持工作液在两轮进、出口之间有压力差而造成环流运动。此转速差越大,工作液所传递的动能越大。此情况很适合于装卸机械起步时需克服较大阻力及起步后阻力减小的要求,因此液力耦合器的工况能使机械很平顺地起步。

## 12.2 液力变矩器

### 12.2.1 液力变矩器的结构

液力变矩器的构造与液力耦合器基本相似。主要区别在于泵轮和涡轮之间加了一个固定不动的导轮,并与泵轮和涡轮保持一定的轴向间隙,通过导轮座固定在变速箱壳体。为了使工作液有良好循环以确保液力变矩器的性能,这些工作轮都采用弯曲成一定形状的叶片,三者之间的流道互相衔接,构成封闭的环形空间,液体就在此空间循环流动,这封闭的空间就是循环圆。如图 12-3 所示为液力变矩器结构及液流流向示意。

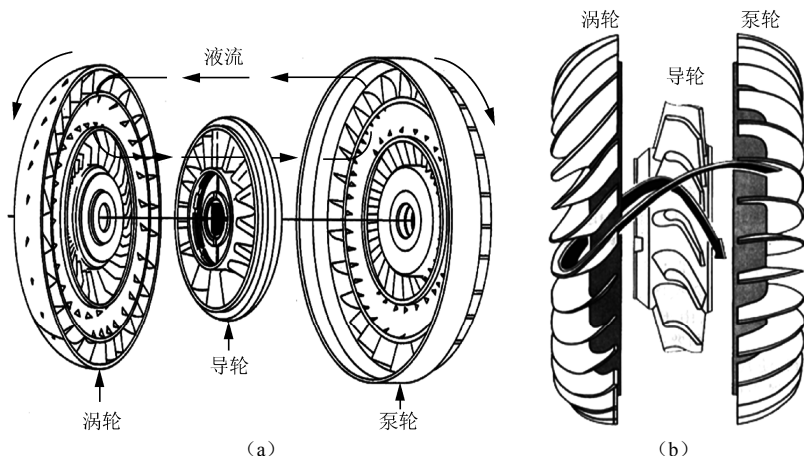


图 12-3 液力变矩器结构及液流流向示意

### 12.2.2 液力变矩器的工作原理

和耦合器一样,液力变矩器正常工作时,储于环形内腔中的工作液,除有绕液力变矩器轴的圆周运动外,还有在循环圆中的循环流动;与耦合器不同的是,由于多了一个固定不动的导轮,在液体循环流动的过程中,导轮给涡轮一个反作用力矩,从而使涡轮输出力矩不同于泵轮输入力矩,因而具有“变矩”的功能。液力变矩器不仅传递力矩,且能在泵轮力矩不变的情况下,随着涡轮的转速不同而改变涡轮输出的力矩。发动机运转时带动液力变矩器的壳体和泵轮一起旋转,泵轮内的工作液在离心力的作用下,由泵轮叶片外缘冲向涡轮,并沿涡轮叶片流向导轮,再经导轮叶片流向泵轮叶片内缘,形成循环的液流,导轮的作用是改变涡轮上的输出力矩,由于从涡轮叶片内缘流向导轮的工作液仍有相当大的冲击力,只要将泵轮、叶轮和导轮叶片设计成一定的形状和角度,就可以利用上述冲击力来提高涡轮的输出力矩。

为说明这一原理,可以假想地将液力变矩器的 3 个工作轮叶片从循环流动的液流中间流线处剖开并展平,得到如图 12-4 所示的叶片展开示意。泵轮转速一定,而涡轮以三种不同的转速旋转,分析液流方向的变化引起叶轮作用力矩的变化情况。

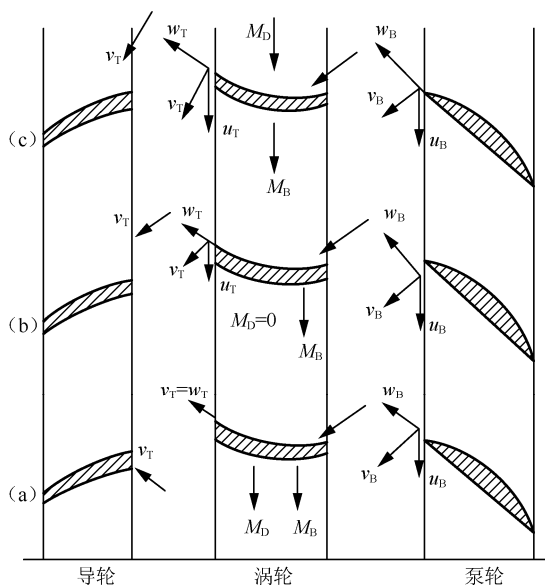


图 12-4 液力变矩器叶片展开示意

(1) 当  $n_T = 0$  或较低转速时,涡轮出口液流以速度  $v_T$  冲击导轮正面,因此导轮对液流的作用力矩  $M_T$  与泵轮力矩  $M_B$  同向,得力矩方程式:

$$-M_T > M_B$$

(2) 当  $n_T$  增加到一定数值时,涡轮出口速度  $v_T$  的方向就与导轮进口的叶片骨线重合,液流顺着导轮叶片流出,导轮进出口速度相等、方向相同时,液流对导轮没有作用,导轮力矩  $M_D = 0$ ,此时

$$-M_T = M_B$$

(3) 若  $n_T$  继续增大,从速度三角形得出,涡轮出口速度  $v_T$  将冲击导轮背面,导轮力矩(导轮对液流的力矩)  $M_D$  与泵轮力矩  $M_B$  方向相反,因而

$$-M_T < M_B$$

上述表明,由于导轮的作用才使得液力变矩器在工作时,能够根据外界载荷的大小,自动改变其涡轮力矩和转速( $-M_T$  增加  $n_T$  降低或  $-M_T$  减少  $n_T$  增高)与载荷相适应,并能稳定地工作,这种性质称为变矩器的自动适应性。

### 12.2.3 液力变矩器的基本特性

#### 1. 液力变矩器的特性参数

(1) 变矩系数  $K$ 。

变矩系数是指液力变矩器涡轮力矩(荷载扭矩)  $M_T$  与泵轮力矩(输入扭矩)  $M_B$  的比值。即

$$K = \frac{M_T}{M_B} \quad (12-1)$$

它表征了液力变矩器改变泵轮力矩的能力。

(2) 传动比。

液力变矩器的涡轮转速与泵轮转速之比，即

$$i = \frac{n_T}{n_B} \quad (12-2)$$

发动机一般都在额定转速下工作，而泵轮又与发动机直接相连，故  $n_B$  基本不变；当涡轮的负载变化时， $n_T$  随之变化，故  $i$  的变化表示了液力变矩器的工况， $i$  越小，说明涡轮负载越大。涡轮转速为零的工况，即  $i=0$  的工况，称为零工况，以  $i_0$  表示。液力变矩器的启动性能以零速工况的性能来评价。

(3) 效率。

效率  $\eta$  为输出功率与输入功率之比，即

$$\eta = \frac{P_T}{P_B} = \frac{M_T n_T}{M_B n_B} = Ki \quad (12-3)$$

其中， $P_T$ 、 $P_B$  分别是涡轮、泵轮的功率。液力元件的功率损失为各种机械损失（轴承、密封、圆盘摩擦等损失及来流方向与叶片头部骨线方向不一致时的冲击损失）。液力损失占的比例较大。

(4) 泵轮扭矩系数  $\lambda_B$ 。

根据相似理论，一系列几何相似的液力变矩器在相似工况（转速比  $i$  相同）下所传递的力矩的值，与液体密度的一次方、转速的平方和循环圆直径的五次方成正比：

$$M_B = \lambda_B \rho n_B^2 D^5 \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (12-4)$$

$$\lambda_B = \frac{M_B}{\rho n_B^2 D^5} \quad (\text{min}^2/\text{m} \cdot \text{r}^2) \quad (12-5)$$

对于几何相似的液力变矩器，在相同的工况下， $\lambda_B$  值相等（实际上由于尺寸、转速的差别略有不同）。 $\lambda_B$  值一般由实验确定，它标志着液力元件传递力矩的能力。

除上述诸特性参数外，由于液力变矩器的特殊性，还用到以下特性参数来评价液力变矩器的性能。

(1) 最高效率  $\eta_{\max}$ 。

液力变矩器的效率在计算工况附近有最高值，此效率以  $\eta_{\max}$  表示。它在一定程度上反映了液力变矩器经济性的优劣。

(2) 高效范围  $G_\eta$ 。

高效区是指效率高于某一规定值的工作范围。用此范围内最高转速和最低转速之比来表示高效区的大小，即：

$$G_\eta = \frac{i_{g2}}{i_{g1}} \quad (12-6)$$

当  $i=i^*$  时，液力变矩器的效率达到最大值  $\eta_{\max}$ 。允许的最高效率的下限所对应的  $i$  分别为  $i_{g1}$ 、 $i_{g2}$ 。液力变矩器在传动比  $i_{g1}$  与  $i_{g2}$  之间工作时，都不会低于高效率允许的下限值（工

程车辆和汽车分别为 0.75、0.8), 这个范围就是高效区。

例如:  $G_{0.75} = 2.2$  表示效率高于 0.75 的工作范围为 2.2。高效范围也是评价液力变矩器的经济性指标之一。

(3) 透穿性能  $T$ 。

液力变矩器的透穿性能用透穿数  $T$  表示:

$$T = \frac{M_{B0}}{M_{Bm}} = \frac{\lambda_{B0}}{\lambda_{Bm}} \quad (12-7)$$

式中,  $\lambda_{B0}$ 、 $M_{B0}$  分别是  $i=0$  时的 (零速工况) 时的  $\lambda_B$ 、 $M_B$  值;  $\lambda_{Bm}$ 、 $M_{Bm}$  分别是  $i=i_m$  时的  $\lambda_B$ 、 $M_B$  值。

液力变矩器的透穿性表示涡轮力矩  $M_T$  (负载) 的变化对泵轮力矩  $M_B$  的影响程度。若  $\lambda_B$  不随工况而变化, 称为不具有透穿性。实际上  $\lambda_B$  不可能绝对不变动, 一般认为当  $T=0.9 \sim 1.1$  时具有不透穿性。 $\lambda_B$  随  $i$  的增大而减小, 且  $T>1.1$ , 则称为具有正透穿性。 $\lambda_B$  随  $i$  的增大而增大, 且  $T<0.9$ , 则称为负透穿性。随  $i$  不同, 表现出正、负两种透穿性时, 叫做混合透穿。一般工程机械上多采用的是不透穿、正透穿及混合透穿, 而几乎不采用负透穿, 因它会使动力性能、经济性能变坏。

## 2. 液力变矩器的特性曲线

从特性曲线可以全面了解液力变矩器在各种不同工况时的性能。经常用到的有外特性曲线、通用特性曲线、原始特性曲线、输出特性曲线。

### 1) 液力变矩器的外特性曲线

液力变矩器的外特性也称为输出特性, 表示液力元件的转矩、效率与输出转速的关系, 即  $M_B = f(n_T)$ 、 $M_T = f(n_T)$ 、 $\eta = f(n_T)$ 。一般由实验得出。通常在试验时, 保持  $n_B$  为定值, 测定  $M_B = f(n_T)$  及  $M_T = f(n_T)$ , 然后用式  $\eta = \frac{n_T M_T}{n_B M_B}$  计算得  $\eta = f(n_T)$ 。最后绘成曲线, 如图 12-5 所示。从图中可以看出:

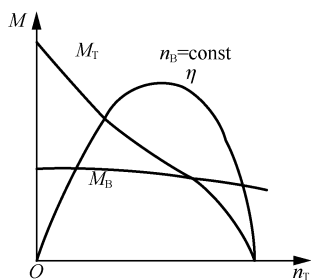


图 12-5 单级单向三元件液力变矩器的外特性曲线

图 12-5 所示。从图中可以看出:

(1)  $n_T$  增加,  $M_T$  下降。当  $M_T = 0$  (无载空转时),  $n_T = n_{Tmax}$ ; 在  $n_T = 0$  (即启动时),  $M_T$  很大, 即启动转矩很大。

(2)  $n_T$  增加,  $M_B$  下降缓慢, 即涡轮转速的变化 (也表示涡轮负载的变化) 对泵轮力矩  $M_B$  影响不明显。

(3) 由  $\eta = \frac{n_T M_T}{n_B M_B}$  可知, 当  $n_T = 0$  和  $M_T = 0$  时, 均出现  $\eta = 0$ , 所以  $\eta$  曲线与横坐标有两个交点且具有最大值。

实验时若转速稍有偏离, 可按在满足相似条件下将力矩换算成同一转速下的数值:

$$M_B = M_{BS} \left( \frac{n_B}{n_{BS}} \right)^2 \quad (12-8)$$

$$M_T = M_{TS} \left( \frac{n_B}{n_{BS}} \right)^2 \quad (12-9)$$

式中,  $M_{BS}$ 、 $M_{TS}$  为转速在  $n_{BS}$  时测得的泵轮、涡轮力矩;  $M_T$ 、 $M_B$  为换算到转速在  $n_B$  的相应力矩值。

## 2) 液力变矩器的原始特性

液力变矩器的原始特性曲线是以  $\lambda_B = f(i)$ 、 $K = f(i)$ 、 $\eta = f(i)$  的形式来表示的特性曲线, 它是在外特性曲线的基础上, 用力矩公式计算而绘制的曲线, 如图 12-6 所示。

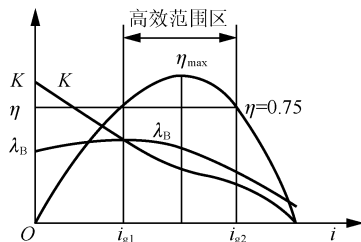


图 12-6 液力变矩器的原始特性曲线

## 3) 液力变矩器的通用特性

通用特性曲线是指在  $n_B = \text{常数}$  的条件下, 做出对应的一组  $M_T = f(n_T)$  曲线和一组  $\eta = \text{常数}$  的条件下所作的  $M_T = \Phi(n_T)$  曲线, 用相同比例尺绘在同一个坐标图上的图形, 如图 12-7 所示。图中,  $n_{B1}$ 、 $n_{B2}$ 、 $n_{B3}$  表示泵轮为这些转速时的  $M_T = f(n_T)$  曲线;  $\eta_1$ 、 $\eta_2$ 、 $\eta_3 \cdots$  表示效率为这些值时的  $M_T = \Phi(n_T)$  曲线, 凡是在同一条  $M_T = \Phi(n_T)$  曲线上的工况点, 其效率都相同。由于原始特性的  $\eta = f(i)$  曲线是有最大值且和横坐标有两个交点的抛物线 (见图 12-6), 所以, 在通用特性图上会出现两条  $\eta$  等于同值的  $M_T = \Phi(n_T)$  曲线 ( $\eta = \eta_{\max}$  时除外)。

通用特性曲线图表征了液力变矩器的任一工况时的工作参数。例如, 在图 12-7 中的 A 工况点,  $M_T = M_A$ 、 $n_T = n_A$ 、 $n_B = n_{B3}$ 、 $\eta = \eta_2$ , 再利用这些数据及原始特性曲线, 还能知该工况时的  $\lambda_B$ 、 $K$ , 并可计算出  $M_B$ 、 $\lambda_T$  等。

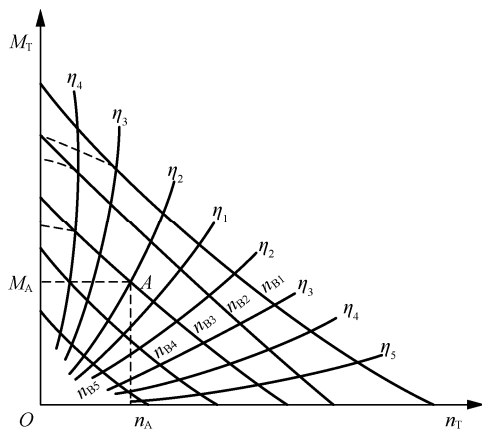


图 12-7 液力变矩器的通用特性曲线

## 4) 液力变矩器的输入特性曲线

表示泵轮转矩  $M_B$  与转速  $n_B$  之间的关系曲线称为液力变矩器的输入特性曲线, 即  $M_B = f(n_B)$  的关系曲线。对于给定的变矩器, 用给定的工作液在给定的工况下运转时,  $\lambda_B \gamma D^5 = \text{常数}$ 。这样得出的输入特性曲线为一根通过坐标原点的抛物线, 一般又称为泵轮负荷抛物线, 而在变工况下, 因  $\lambda_B$  与传动比有关, 输入特性曲线为一组抛物线束 (如图 12-8 所示)。这一组输入特性曲线的分布宽度取决于原始特性  $\lambda_B = f(i)$  曲线的形状, 即液力变矩

器透穿的程度。透穿度越大, 则  $M_B = f(n_B)$  曲线组分布得越宽, 不透穿时, 只有一条输入特性曲线。除输入特性  $i=0$  的一组由实验测得外, 其余均由计算得到。在研究液力变矩器与发动机共同工作特性时要用到此特性线。

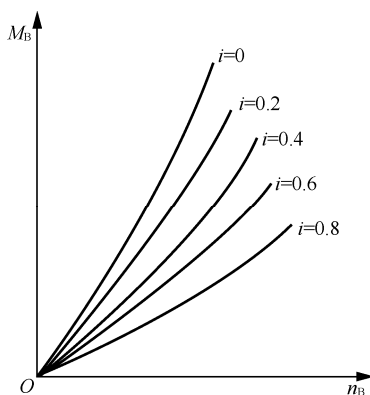


图 12-8 液力变矩器的输入特性曲线

## 12.3 液力变矩器的选择及其与发动机的匹配

装卸机械中的液力变矩器一般都是安装在发动机之后, 与发动机紧密配合共同工作的。当液力变矩器与发动机配合后, 可作为一种新的动力装置看待, 动力装置的输出特性既不是发动机特性, 也不是变矩器特性, 而是某种联合特性。它们共同工作性能如何不仅取决于各自性能的好坏, 而且也与两者能否很好的协调配置有很大的关系。因此, 如何使它们合理匹配, 如何选择液力变矩器的有效直径等就是研究其共同工作的目的。

### 12.3.1 发动机与液力变矩器共同工作性能

将发动机扭矩曲线和变矩器输入特性曲线画在一起, 它们的交点即为发动机与变矩器的共同工作点。这个共同工作点视变矩器的透穿性和既定发动机的供油情况不同而变化。对于两个具有相同的有效直径  $D$ 、效率曲线  $\eta$  与变矩系数  $K$  但其透穿性不同 (一个是不透性, 另一个是正透性) 的变矩器, 它们泵轮的扭矩  $M_B$  与发动机在不同供油情况下扭矩特性曲线  $M_e$  的共同工作交点的情况如图 12-9 所示。图中的  $M_e$  实线表示发动机在全供油时的扭矩, 点画线表示部分供油时的特性,  $M_B$  实线为不透穿性变矩器的泵轮扭矩, 虚线为正透穿性变矩器的泵轮扭矩。

根据公式  $M_B = \lambda_B \rho n_B^2 D^5$ , 可以算出在不同的  $n_B$  下泵轮的扭矩  $M_B$ 。对于不透穿性变矩器来说, 由于在任何传动比  $i$  时其  $\lambda_B$  均不变, 所以它只有一条扭矩抛物线  $M_B$  (实线), 它与发动机全供油时的扭矩  $M_e$  实线只有一个交点  $B$ , 即此时它们只有一个共同工作点。这个共同工作点是不受涡轮轴上的负载情况而改变的, 但它随发动机供油情况的改变而沿抛物线变化。

对于可透穿性变矩器, 由于  $\lambda_B$  是随  $i$  的不同而改变, 即每一个  $i$  有一个对应  $\lambda_B$ 。于是根据不同的  $i$  值就可以绘出一束抛物线。发动机与变矩器的共同工作点由这些抛物线束来确定。在发动机全供油情况下, 它在  $D-E$  之间, 在部分供油时, 它在  $D-d-e-E$  之间。对



于正透性的变矩器,  $i=0$  时的启动抛物线在最左边, 此抛物线随  $i$  的增加而向右移动。这就是说, 随涡轮轴上的载荷减小, 涡轮与泵轮转速增加, 共同工作点所表明的扭矩将随之减小, 反之, 则增加。对于负透性的变矩器,  $i=0$  的抛物线在最右边, 随  $i$  的增加而向左移动情况正好与图示的相反。

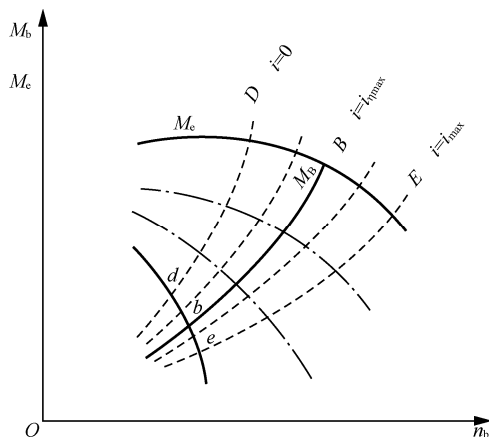


图 12-9 液力变矩器共同工作

### 12.3.2 发动机和变矩器的联合输出特性

所谓联合输出特性是指, 涡轮扭矩  $M_T$ 、泵轮扭矩  $M_B$ 、泵轮转速  $n_B$  和效率  $\eta$  对涡轮转速  $n_T$  的关系。它与变矩器的单独输出特性基本相似, 所不同的只是此时的  $M_B$  与计算  $M_T$  的依据 (按  $M_T = KM_B$ ) 应是联合输入特性中所查得的共同工作点 (即图 12-9 中两曲线的交点)。如图 12-10 所示为联合输出特性曲线, 图中的各实线代表不透穿特性, 各虚线代表正透特性。比较两种输出特性, 可透性比不透性有下列优点:

(1) 可透性变矩器与发动机共同工作, 可得到较大的涡轮转速变化范围, 从而相应地提高车辆速度。

(2) 扩大了高效率区域, 提高车辆在低速和高速行驶的经济性。

(3) 提高了涡轮扭矩  $M_T$ , 增大了牵引力, 改善了动力性能。

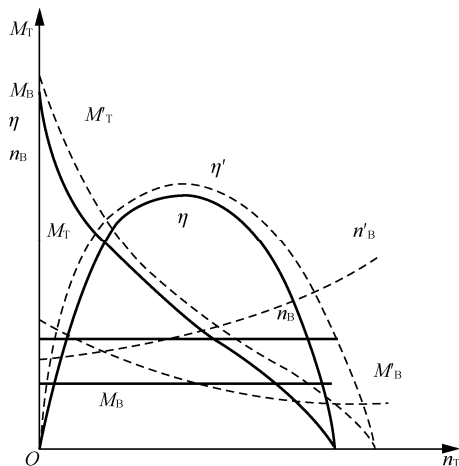


图 12-10 发动机与变矩器的联合输出特性

## 12.4 液力变矩器与发动机匹配的计算机辅助设计

液力变矩器与发动机匹配的常规方法是采用作图与手工计算相结合的办法进行的, 费时费力。而借助 CAD 技术既可进行两者共同工作的特性计算, 又可计算出匹配的若干评价参数, 用以最佳选择。

### 12.4.1 液力变矩器与发动机匹配的基本方法

#### 1. 发动机外特性曲线

发动机外特性曲线由内燃机台架试验获得, 可用  $M_F = f(n_F)$  或  $P_F = f(n_F)$  两条曲线表示。

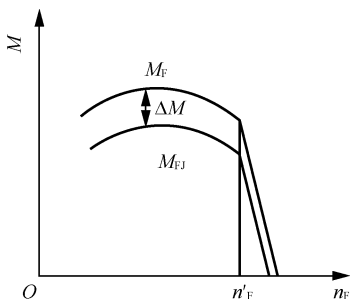


图 12-11 内燃机外特性曲线

在液力变矩器与发动机匹配计算中, 通常是用发动机的净力矩曲线  $M_{Fj} = M_F - \Delta M = f(n_F)$ ,  $\Delta M$  是发动机扣除输入到泵轮上的力矩后其他装置所消耗的力矩。

用数值法进行匹配计算时, 需要将没有函数关系的发动机力矩特性曲线以拟合的方式用解析式表示, 以便求解发动机净外特性与液力变矩器的输入特性曲线的交点, 即两者共同工作点。以柴油机为例, 其力矩特性曲线是由外特性曲线段与调速特性线段组成的, 如图 12-11 所示。外特性曲线为单凸曲线, 可近似用二次曲线表示; 调速特性段为直线, 可用直线方程表示。如果已知特性曲线上的若干离散点  $(n_{Fi}, M_{Fi}) (i=1, 2, \dots)$ , 采用分段最小二乘法拟合, 曲线

方程如下:

$$M_F = a_0 + a_1 n_F + a_2 n_F^2 \quad (n_F \leq n_F') \quad (12-10)$$

$$M_F = b_0 + b_1 n_F \quad (n_F > n_F') \quad (12-11)$$

式中  $n_F'$  为柴油机外特性曲线与调速特性曲线交点所对应的转速;  $a_0$ 、 $a_1$ 、 $a_2$ 、 $b_0$ 、 $b_1$  均为待定系数。

#### 2. 液力变矩器的原始特性曲线

对于单级向心涡轮液力变矩器, 可采用如下输入/输出回归模型:

$$M_B = c_0 + n_B^2 + c_1 n_B n_r + c_2 n_r^2 \quad (12-12)$$

$$M_r = d_0 n_B^2 + d_1 n_B n_r + d_2 n_r^2 \quad (12-13)$$

式中  $c_0$ 、 $c_1$ 、 $c_2$ 、 $d_0$ 、 $d_1$ 、 $d_2$  均为待定系数。

将  $M_B = \lambda_B \rho D^5 n_B^2$ 、 $i = n_r n_B$ 、 $K = M_r M_B$  代入上式, 并用  $c_j$  替换  $c_j \rho D^5$ ,  $d_j$  替换  $d_j \rho D^5$  ( $j=0, 1, 2$ ) 后, 得:  $\lambda_B = c_B + c_1 i + c_2 i^2$

$$K \lambda_B = d_0 + d_1 i + d_2 i^2$$

于是, 若已知一组离散点  $(i_L, n_{BL}, K_L) (L=1, 2, 3, \dots)$ , 通过最小二乘法拟合处理, 可确定式中的待定系数  $c_j$ 、 $d_j$  ( $j=0, 1, 2$ )。变矩系数  $K$  和效率  $\eta$  的表达式为

$$K = \frac{d_0 + d_1 i + d_2 i^2}{c_0 + c_1 i + c_2 i^2} \quad (12-14)$$

$$\eta = \frac{d_0 + d_1 i + d_2 i^2}{c_0 + c_1 i + c_2 i^2} i \quad (12-15)$$

液力变矩器原始特性曲线多项式拟合的意义在于确定变矩器的高效区(即 $\eta = 0.75$ 所对应的 $i$ 值),并确定在任一 $i$ 值所对应的 $\lambda_B$ 、 $K$ 、 $\eta$ 值,以求共同工作的输入、输出特性。

### 3. 共同工作的输入特性

求解共同工作的输入特性,就是寻求发动机净力矩特性曲线 $M_{FJ} = f_3(n_F)$ 与变矩器输入特性曲线 $M_B = f(n_B)$ 一系列交点(如图12-12所示),由联立二曲线方程求解可得。但内燃机净力矩曲线与变矩器的输入特性曲线的交点可能在外特性线段(如图中 $i_1$ ),也可能在调速特性线段(如图中 $i_2$ )。若将净力矩曲线外延(见图中虚线),则任一条输入特性曲线与两区段都有交点。由此可将输入特性曲线方程分别与两区段特性方程联立,求得各自交点后,再进行判断,取实际交点。

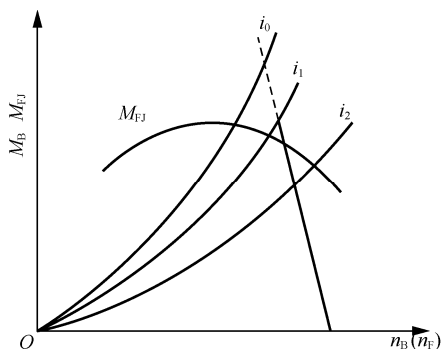


图 12-12 发动机净力矩特性曲线与变矩器输入特性曲线共同工作点

#### 1) 与外特性线段曲线方程联立

$$\begin{cases} M_F = a_0 + a_1 n_F + a_2 n_F^2 \\ M_{FJ} = M_F - \Delta M \\ M_B = \lambda_B \rho D^5 n_B^2 \end{cases}$$

考虑到 $M_{FJ} = M_B$ 、 $n_F = n_B$ ,经整理后,得

$$(a_2 - \lambda_B \rho D^5) n_B^2 + a_1 n_B + (a_0 - \Delta M) = 0$$

$$\text{其解为} \quad n_{B1,2} = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4(a_2 - \lambda_B \rho D^5)(a_0 - \Delta M)}}{2(a_2 - \lambda_B \rho D^5)} \quad (12-16)$$

由图12-12的几何关系,可知

$$n_{B(1)} = \max |n_{B1}, n_{B2}| \quad (12-17)$$

2) 与调速特性段直线方程联立

$$\begin{cases} M_F = b_0 + b_1 n_F \\ M_{FJ} = M_F - \Delta M \\ M_B = \lambda_B \gamma D^5 n_B^2 \end{cases}$$

同样考虑到  $M_{FJ} = M_B$ 、 $n_F = n_B$ ，经整理后，得

$$\lambda_B \gamma D^5 n_B^2 - b_1 n_B + (\Delta M - b_0) = 0$$

$$\text{其解为 } n_{B3,4} = \frac{b_1 \pm \sqrt{b_1^2 - 4(\lambda_B \gamma D^5)(\Delta M - b_0)}}{2\lambda_B \gamma D^5} \quad (12-18)$$

$$\text{同理可知 } n_{B(2)} = \max\{n_{B3}, n_{B4}\} \quad (12-19)$$

由图 12-12 的几何关系，实际交点对应的转速应为

$$n_B = \min\{n_{B(1)}, n_{B(2)}\} \quad (12-20)$$

再利用  $M_B = \lambda_B \gamma D^5 n_B^2$ ，就可求出对应的  $M_B$  值。那么就可得出发动机与液力变矩器二者共同工作的工作点  $(n_{Bi}, M_{Bi})$  ( $i = i_1, i_2, i_3 \dots$ )。

#### 4. 共同工作的输出特性

根据两者共同工作的工作点，按如下公式计算在各传动比  $i$  下的涡轮输出力矩  $M_T$ 、输出转速  $n_T$ 、输出功率  $P_T$  及变矩器效率  $\eta$ ：

$$\begin{aligned} M_{Ti} &= K_i M_{Bi} \\ n_{Ti} &= n_{Bi} i \\ P_{Ti} &= M_{Ti} n_{Ti} \\ \eta_i &= K_i i \end{aligned}$$

式中  $i = i_1, i_2, i_3 \dots$  (这里  $i$  指角标)

以  $i$  为参数，可求得关于涡轮转速  $n_{Ti}$  的离散函数值  $M_T$ 、 $P_T$ 、 $\eta$ 。将这些离散值用最小二乘法拟合，得到函数关系式  $M_T = f_1(n_T)$ 、 $P_T = f_2(n_T)$ 、 $\eta = f_3(n_T)$ 。把所拟合的函数以图像的形式表示，就得到了共同工作的输出特性曲线，所得函数关系式也是求解匹配性能的评价参数。

#### 12.4.2 液力变矩器与发动机匹配性能的评价参数

常采用以下参数作为评价匹配性能的指标：

(1) 最大输出力矩  $M_{T\max}$ 。

液力变矩器失速工况 ( $n_T = 0$ ) 时的涡轮输出力矩，它表征车辆起步力矩的大小。

(2) 液力变矩器高效区输出转速范围  $G_\eta$ 。

$G_\eta = n_{g1} \sim n_{g2}$ ，其中  $n_{g1}$ 、 $n_{g2}$  为对应液力变矩器高效区上、下限  $i_A$ 、 $i_B$  (参见图 12-6) 的涡轮输出转速。它表征了共同工作特性中可用于正常工作的速度范围。

(3) 液力变矩器高效区输出力矩范围  $G_M = M_{g1} \sim M_{g2}$ ，其中  $M_{g1}$ 、 $M_{g2}$  为对应于  $n_{g1}$ 、 $n_{g2}$  时的涡轮输出力矩。它表明共同工作在高效区内的动力特性。

## 12.5 液力变矩器的尺寸选择

在液力变矩器的类型及发动机决定后,就要选用合适的液力变矩器的有效直径  $D$ ,而  $D$  值大小又会影响液力变矩器与发动机共同工作的工况是否能满足工作机械的要求。

$$\text{根据 } M_B = \lambda_B \rho D^5 n_B^2, \text{ 可知 } D = \sqrt[5]{\frac{M_B}{\lambda_B \rho n_B^2}} \quad (12-21)$$

因发动机是和泵轮直接相连接的,上式也可改写为:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{FJ}}{\lambda_B \rho n_F^2}} \quad (12-22)$$

上述两式中  $D$  为液力变矩器的有效直径 (m);  $M_{FJ}$ 、 $M_B$  分别是发动机的净力矩及泵轮力矩,  $M_{FJ} = M_B$ , 单位 (N·m);  $n_F$ 、 $n_B$  分别是发动机的转速和泵轮转速,  $n_F = n_B$ ;  $\lambda_B$  泵轮力矩系数 ( $\text{min}^2/\text{r}^2\text{m}$ );  $\rho$  工作液体的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )。

### 12.5.1 不透穿液力变矩器 $D$ 的确定

如前所述,当使用不透穿液力变矩器时,它的输入特性曲线不随  $i$  变化;如果与其配用的是柴油机,因柴油机的力矩特性线比较平坦,那么最大功率的力矩与最大力矩相差不大,所以为了充分利用柴油机的功率,液力变矩器的有效直径应按下式计算。

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{FPJ}}{\lambda_B^* \rho n_{FP}^2}} \quad (12-23)$$

式中  $M_{FPJ}$  为柴油机最大功率时所具有的净力矩;  $n_{FP}$  为柴油机最大功率时的转速;  $\lambda_B^*$  为液力变矩器最高效率时的泵轮力矩系数。

用上式计算的  $D$  值,代入式  $M_B = \lambda_B \rho D^5 n_B^2$  所作出的  $M_B = f(n_B)$  特性曲线与柴油机净力矩特性曲线的交点  $G$  (见图 12-13),必定是柴油机功率最高时工况点 (标定工况)。但是有时需兼顾其他使用要求,也可加大或减小  $D$  值。例如为增加工作机械的启动力矩,那么加大  $D$  值后  $M_B = f(n_B)$  线向上偏移 (图中虚线) 与线  $M_F = f(n_F)$  交点  $G'$ ,  $G'$  工况时的力矩满足  $M'_{FG} > M_{FG}$ 。总之,  $D$  值的大小尚需分析发动机与液力变矩器共同工作特性并考虑工作机械要求后再最后确定。

如果不透穿液力变矩器和柴油机同时共同工作,因柴油机的力矩特性曲线弯曲程度大,那么最大功率时的力矩和它的最大力矩相差较大,所以有按最大净功率和最大净力矩计算  $D$  值的两种方法。

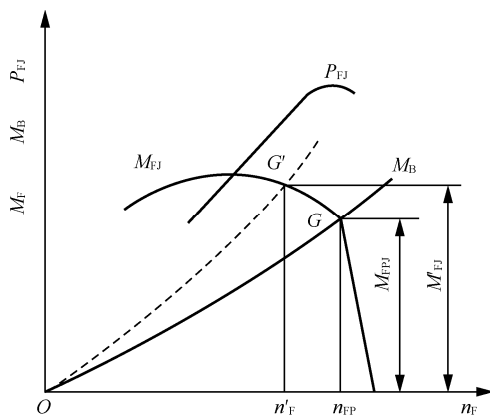


图 12-13 不透穿液力变矩器和柴油机共同工作的输入特性曲线

按前者进行液力变矩器和发动机匹配的方法称为高速匹配，按后者进行液力变矩器和发动机匹配的方法称为低速匹配。按最大净功率方法计算  $D$  值的公式与式 (12-23) 相同，按最大净力矩方法计算  $D$  值时用下式：

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{\text{FG}}}{\lambda_{\text{B}}^* \rho n_{\text{Fm}}^2}} \quad (12-24)$$

式中  $M_{EG}$ 、 $n_{Em}$  分别是柴油机最大净力矩及最大净力矩时的转速。

用式(12-24)算出的 $D$ 而选出的液力变矩器和汽油机共同工作,虽然能获得大的输出力矩,但因 $D$ 大效率低、不能充分发挥柴油机的功率等缺点,因此,一般仍是采用按最大净功率计算 $D$ 的方法。

### 12.5.2 透穿性液力变矩器有效直径 $D$ 的确定

透穿性液力变矩器的  $D$ ，一般首先按式 (12-25) 计算，但式中的  $\lambda_b$  应为  $\lambda_b^*$  值。根据计算出的  $D$ ，然后在发动机净力矩特性图上绘出包括启动工况 ( $i = i_0 = 0$ )、最高效率工况 ( $i = i^*, \eta = \eta^*$ )、耦合工况 ( $i = i_m, K = 1$ )，如果考虑车辆下坡行驶，还应有加速工况 ( $i = i_j, \lambda_r = 0$ )，四种工况时的  $M_B = f(n_B)$  输入特性曲线如图 12-14 所示。直径  $D$  是否合适，应对上述几种工况进行分析。例如：在启动工况  $A$  点 ( $i = i_0 = 0$ )，希望能具有较大的启动力矩；在最大效率工况  $B$  点 ( $i = i^*$ )，能充分利用发动机功率；耦合工况 ( $i = i_m, K = 1$ )，能比较接近发动机的满负载工作；加速工况  $C$  点 ( $i = i_j$ )，超出发动机的最高转速，还要考虑如何限制发动机转速等问题。上述要求往往是矛盾的，例如为了使启动工况时的启动力矩大，对于正透穿液力变矩器，需加大  $D$  值，使  $EA$  线向左移动，但又会带来发动机启动阻力矩  $FE$  变大的缺点，所以  $D$  的确定，要综合考虑，分清主次。

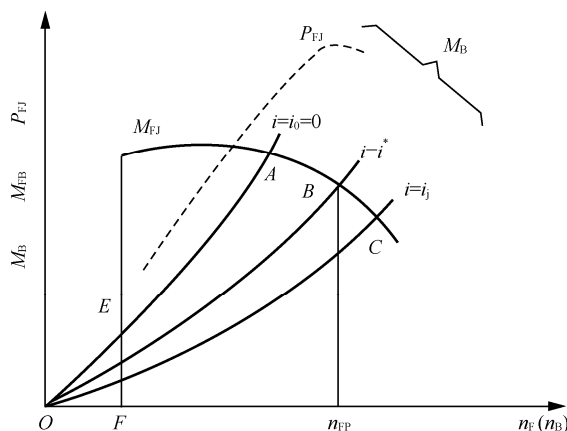


图 12-14 透穿性液力变矩器和发动机共同工作的输入特性曲线

### 12.5.3 综合式液力变矩器有效直径 $D$ 的确定

综合式液力变矩器有变矩工况 ( $i < i_h$ ,  $K > 1$ ) 和耦合工况 ( $i > i_h$ ) 两种工况。如果单纯从变矩工况考虑,  $D$  的选择应根据  $i < i_h$  工况下的某力矩系数, 比如接近于  $\eta = \eta^*$  时的力矩系数  $\lambda_B = \lambda_{BB}$  来进行, 如图 12-15 (a) 所示。

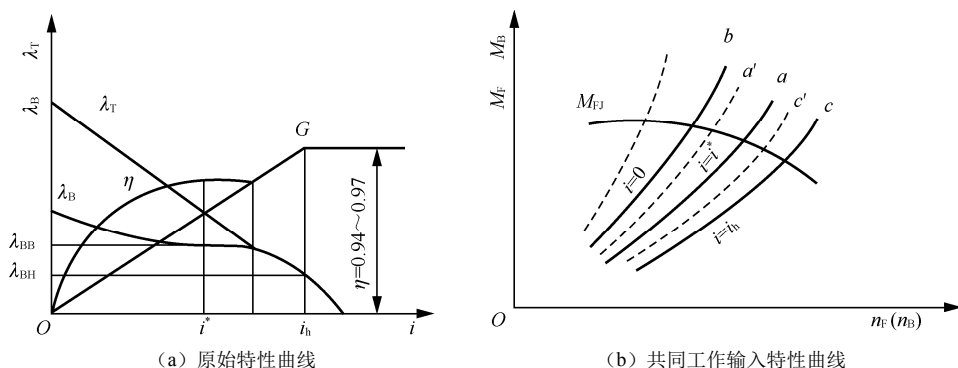


图 12-15 综合式液力变矩器的原始特性及和发动机共同工作的输入特性曲线

若单纯从耦合工况考虑时, 则应根据与高效率  $\eta = 0.94 \sim 0.97$  相对应的  $\lambda_B = \lambda_{BH}$  来进行计算  $D$ 。很明显, 用一个综合式液力变矩器无法同时满足这两种工况。如果按照  $\lambda_B = \lambda_{BB}$  计算  $D$ , 其输入特性线如图 12-15 (b) 中的  $a$ 、 $b$ 、 $c$  抛物线。但是, 当在耦合工况时, 因  $D$  较小, 使得  $i = i_h$  时的输入特性线  $c$  和发动机净力矩特性线  $M_{FJ}$  的交点  $E$  会很靠近或超出发动机的最大转速, 而此时正是由变矩器工况变为耦合工况的转折点。为了使综合式液力变矩器能在耦合工况工作, 要求发动机在  $E$  点工况后的转速再高些。但是, 实际上发动机的转速已增加不上去了。如果按耦合工况选择  $D$  ( $\lambda_B = \lambda_{BH}$ ) 必然计算出的  $D$  值较大, 又会使变矩工况的性能变坏。因此, 只能采取两者兼顾的办法, 这样选择的  $D$ , 要比仅根据变矩工况所选的  $D$  值大一些, 相应的输入特性曲线应向左移动, 如图中  $a'$ 、 $b'$ 、 $c'$  所示, 这将大大地扩展在耦合工况下工作的可能性。

为了合理地选择综合式液力变矩器的尺寸, 大多是采用挑选的方法。例如, 给出若干个有效直径  $D$  (相应于取  $\lambda_B = \lambda_{BB} \sim \lambda_{BH}$  计算出的  $D$ ), 对于每个  $D$  值, 分别绘出变矩器与发

动机共同工作的输入和输出特性曲线，并进行牵引计算，把各种不同方案所获得计算结果进行动力性及经济性分析比较后，从中选择一个较理想的尺寸。

---

## 本章小结

---

本章主要讲述了液力变矩器的工作原理、基本特性、结构及与发动机共同工作合理匹配等方面的问题。液力变矩器之所以能变矩是由于导轮存在的缘故。如果无导轮或导轮不固定，则输入力矩与输出力矩相等。液力变矩器的原始特性表征了同系列的液力变矩器的基本性能特征，是评价该系列液力变矩器性能优劣的主要依据。原始特性曲线与外特性曲线可相互转换绘制。液力变矩器和发动机共同工作的输入、输出特性是分析、检查两者共同工作时有有效直径  $D$  的选用是否恰当、能否满足工作机械需要和寻求更好匹配的重要依据。液力变矩器的形式很多。单级多相综合式液力变矩器的特点是变矩系数  $K \geq 1$  的范围大大扩大，高效区范围变大，在低传动比时  $K$  值较大。利用液力传动和机械传动的适当配合，使液力变矩器的动力性能更好，更具有广泛的应用范围。

---

## 思考与练习

---

12-1 液力耦合器的工作原理？

12-2 液力变矩器的工作原理？

12-3 什么是液力变矩器的特性曲线？

12-4 液力变矩器与发动机的匹配原则？

12-5 已知某机器的柴油机与变矩器共同工作，该机器要求：（1）启动时有较大的启动力矩；（2）一般工况能获得较大的柴油机功率。为了获得较好的匹配效果，试分析：（可辅图分析）

① 应选用具有何特征的变矩器？（是指  $\lambda_{b0}$  和  $K_0$  如何？）

② 如何确定变矩器的循环圆？

③ 如何确定变矩器的最高效率工况以使之满足要求？



## 参 考 文 献

- [1]刘仕平. 液压与气压传动. 郑州: 黄河水利出版社, 2003.
- [2]王益群, 高殿荣. 液压工程师技术手册. 北京: 化学工业出版社, 2010.
- [3]机械设计手册编委会. 机械设计手册, 单行本, 液压传动与控制. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [4]闻邦椿. 机械设计手册. 5 版. 第四卷. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [5]左建民. 液压与气压传动. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [6]刘忠. 液压传动与控制实用技术. 北京: 北京大学出版社, 2009.
- [7]邓乐. 液压传动. 北京: 北京邮电大学出版社, 2010.
- [8]张利平. 液压阀原理、使用与维护. 2 版. 北京: 化学工业出版社, 2009.
- [9]张利平. 现代液压技术应用 220 例. 北京: 化学工业出版社, 2004.
- [10]苏欣平, 刘士通. 工程机械液压与液力传动. 北京: 中国电力出版社, 2010.
- [11]刘忠, 杨国平. 工程机械液压传动原理、故障诊断与排除. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [12]颜荣庆, 李自光, 贺尚红. 现代工程机械液压与液力系统—基本原理、故障分析与排除. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [13]张群生. 液压与气压传动. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [14]冯国光. FD 平衡阀在变载机构中的应用. 上海冶金设计. 1999, 第 1 期: 29-31.
- [15]苏欣平, 闫祥安, 张承谱. 减压式先导阀的研制及性能分析. 机床与液压. 2002, 第 6 期: 172-173.
- [16]王震山. 汽车起重机起升机构平衡阀的比较. 工程机械. 2009, 第 9 期: 12-15.
- [17]贺利乐. 建设机械液压与液力传动. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [18]吉林工业大学等学校. 工程机械液压与液力传动(下). 北京: 机械工业出版社, 1979.
- [19]甄少华. 液压与液力传动. 大连: 大连海运学院出版社, 1989.
- [20]赵静一, 王巍. 液力传动. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [21]李有义. 液力传动. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2004.
- [22]田晋跃, 于英. 车辆自动变速器构造原理与设计方法. 北京: 北京大学出版社, 2009.
- [23]姜继海, 宋锦春, 高常识. 液压与气压传动. 2 版. 北京: 高等教育出版社. 2009.
- [24]刘延俊, 王守城. 液压与气压传动. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [25]田勇, 高长银等. 液压与气压传动技术及应用. 北京: 电子工业出版社, 2011.
- [26]万会雄, 明仁雄. 液压与气压传动. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [27]许福玲, 陈尧明. 液压与气压传动. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [28]刘忠伟, 邓英剑. 液压与气压传动. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [29]刘延俊, 关浩, 周德繁. 液压与气压传动. 北京: 高等教育出版社, 2007.
- [30]何存兴, 张铁华. 液压传动与气压传动. 武汉: 华中科技大学出版社, 2004.
- [31]左健民. 液压与气压传动. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [32]王慧, 张建卓. 液压与气压传动. 沈阳: 东北大学出版社, 2011.
- [33]潘楚滨. 液压与气压传动. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [34]王积伟. 液压与气压习题集. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [35]董林福, 赵艳春. 液压与气压传动. 北京: 化学工业出版社, 2008.

- [36]管天福, 李双六. 液压与气压传动. 北京: 中国地质大学出版社, 2011.
- [37]周长城. 液压与液力传动. 北京: 北京大学出版社, 2010.
- [38]项昌乐. 液压与液力传动. 北京: 高等教育出版社, 2008.
- [39]王积伟, 章宏甲, 黄谊. 液压传动. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [40]张世亮. 液压与气压传动. 机械工业出版社, 2007.
- [41]何存兴, 张铁华. 液压与气压传动. 2 版. 武汉: 华中科技大学出版社, 2000.
- [42]<http://baike.baidu.com/view/805604.htm>
- [43][http://baike.baidu.com/link?url=QeNDVYaD0jjUUeSuab8MzNBpGwSrLqwJRp\\_pJzL-TGrRWOzggJZ72zGCEYMRFMug](http://baike.baidu.com/link?url=QeNDVYaD0jjUUeSuab8MzNBpGwSrLqwJRp_pJzL-TGrRWOzggJZ72zGCEYMRFMug)
- [44][http://baike.baidu.com/link?url=OjkGtgvhWUhnVlckaQuA0IL22HY-yfAnl8lq9iAxNcyInYu1taN6sXYgZSJ\\_Mfx\\_](http://baike.baidu.com/link?url=OjkGtgvhWUhnVlckaQuA0IL22HY-yfAnl8lq9iAxNcyInYu1taN6sXYgZSJ_Mfx_)